

UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

Spécialité : Energétique

Systeme autonome de production d'électricité
formé d'un couplage de concentrateur solaire
et un moteur de cycle de Stirling

PAR

Ali HAMZA

Devant le jury composé de :

D.SEMMAR	Maître de conférences, U. de Blida	Président
A.HAMID	Maître de conférences, U. de Blida	Examineur
M.SAÏGHI	Professeur, U.S.T.H.B., Alger	Examineur
B.BOUMEDDANE	Professeur, U. de Blida	Rapporteur

Blida, 2014

RESUME

L'énergie solaire est l'une des ressources d'énergie 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 »

Le moteur Stirling présente un excellent rendement théorique équivalent au rendement du 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.

Le travail effectué porte sur l'étude, le dimensionnement, la réalisation et l'expérimentation d'un système autonome de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique en utilisant un concentrateur solaire parabolique et un moteur de cycle de Stirling.

L'expérience a été effectuée sur un moteur réalisé dans les ateliers d'usinage de département génie mécanique, ce moteur est placé dans le foyer d'un concentrateur parabolique destiné à collecter les rayonnements solaire.

L'ensemble du système fait l'objet d'une série des mesures à l'aide d'un système d'acquisition des données.

Le modèle théorique développé fait intervenir un certain nombre de paramètres tel que le les volumes des espaces de compression et de détente qui nous permettent de calculer les autres paramètres tel que les courses des deux pistons.

Mots clefs : Moteur Stirling, énergie solaire, concentrateur parabolique, point focal, Dish/Stirling.

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'.

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 advantage which the Stirling engine is very interesting to study.

The work focuses on the study, design, realization and testing of an autonomous system to convert solar energy into electrical energy using a parabolic solar concentrator and Stirling cycle engine.

The experience was performed on a Stirling engine realized in the machining workshops of the Mechanical Department, the engine is placed in the focus of a parabolic concentrator destined to collect solar radiation.

The complete system is subject to a series of measurements using a data acquisition system

The developed theoretical model involves a number of parameters such as the volume of space compression and expansion that allow us to calculate other parameters such as the dimensions of the two cylinders.

Keywords: Stirling engine, solar energy, parabolic concentrator, focal point, Dish / Stirling.

إن الطاقة الشمسية هي واحدة من الطاقات المتجددة الأكثر جاذبية للاهتمام ، تحويل هذه الأخيرة الى كهرباء حرارية هو تحد رئيسي للطاقة . وتستند النظم الحالية أساسا على ما يسمى " صحن الشمسية / ستيرلينغ " التكنولوجيا

إن محركالبيستيرلينغ لديه ما يعادل الأداء الممتاز لنظرية كارنو هو الاحتراق الخارجي ، وأكثر هدوعا ، وأقل تلويثا للبيئة ، ويتطلب الكثير من الصيانة ، وذلك بفضل هذه المزايا ، و محرك ستيرلينغ هو مثيرة جدا للاهتمام للدراسة.

يركز العمل على دراسة ، تصميم ،صنائه واختبار نظام مستقل لتحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة كهربائية باستخدام مكثف للطاقة الشمسية ومحرك ستيرلينغ.

تم إجراء التجربة على محرك مصنوع في ورشات الصناعة بقسم الهندسة الميكانيكية، المحرك موضوع في مركز صحن مقعر لجمع الأشعة الشمسية.

النظام كله خضع لسلسلة من القياسات باستخدام نظام الحصول على البيانات.

النموذج النظري وضع عددا من الخصائص مثل حجم فضاء الضغط والتوسع التي تسمح لنا بحساب غيرها من الخصائص مثل قياسات المكابس.

الكلمات المفتاحية : محرك ستيرلينغ ، الطاقة الشمسية،الصحن المقعر، نقطة محورية ، ديتش/ ستيرلينغ.

DEDICACE

Je dédie mon modeste travail à :

Mes **chers parents** qui m'ont toujours éclairé le chemin de la vie en me tendant la main tout au long de mes années d'études « que dieu me les garde » .

Ma femme Aicha et mes filles Nour Loudjaine et Meriem Manar.

Mes frères : Fodil, Ahmed, Youcef, Mohamed, Khaled et leurs épouses, ainsi que le petit Salah.

Mes sœurs : Fadila, Djaouida, Meriem, Khadidja, Aicha, Sarah, F.Zohra et leurs époux ainsi que Khaoula.

Toute ma famille : mes oncles et leurs épouses, mes tantes et leurs époux et tous mes cousins et mes cousines.

Tous mes amis ; Mohamed, Slimane, Cherif, Wassim et Fouzi.

Tous mes collègues de travail.

REMERCIEMENTS

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage et la force de réaliser ce travail. Comme J'aimerais exprimer ma reconnaissance et gratitude envers :

Mon encadreur monsieur BOUMEDANE Boussad, **Professeur** au département de mécanique, qui a accepté de diriger mon travail, a toujours répondu présent pour tout problème rencontré, pour ses précieux conseils et ses encouragements.

Monsieur SAID Nourdine qui m'avoir prodiguer les précieux conseils .leur idées fécondes et brillantes ont été un élément essentiel à l'aboutissement de cette étude.

Mes gratitude et chaleureux remerciements à messieurs :

Mr D.SEMMAR Maître de conférences à l'université de Blida de l'honneur qu'il me fait de bien vouloir assurer la présidence de ce jury.

Mr A.HAMID Maître de conférences à l'université de Blida et Mr M.SAIGHI Professeur, U.S.T.H.B., Alger, 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.

Sans oublier Hakim et Ismail pour leurs aides, disponibilités et conseils.

TABLE DES MATIERES

RESUME	1
REMERCIEMENT	5
TABLE DES MATIERS	6
LISTE DES GRAPHE ET DES TABLEAUX	8
INTRODUCTION	11
1. HISTORIQUE ET PRESENTATION DES MOTEURS STIRLING	14
1.1. Les origines	14
1.2. Types de moteurs Stirling	17
1.3. Cycle théorique de Stirling	20
1.4. Fonctionnement du moteur Stirling	22
1.5. Système concentrateur-moteur Stirling	24
1.6. Avantages et Inconvénients	27
1.7. Les principales applications du moteur Stirling	28
1.8. Conclusion	30
2. MODELISATIONS ENERGETIQUES DES M S	
2.1. Introduction	31
2.2. Modélisation existant	31
2.3. Modèle adiabatique	36
2.4. Analyse adiabatique idéale	37
2.5. Conclusion	47
3. ETUDE PARAMETRIQUE	
3.1. Introduction	48
3.2. Description du moteur Stirling à étudier	48
3.3. Etude Paramétrique	48
3.4. Application des paramètres choisis	55

3.5. Conclusion	59
4. DIMENSIONNEMENT ET REALISATION D'UN MODULE MOTEUR STIRLING-CONCENTRATEUR	
4.1. Introduction	60
4.2. Cylindre et piston de puissance	60
4.3. Cylindre et piston déplaceur	62
4.4. Système bielle- manivelle piston de puissance	64
4.5. Système bielle- manivelle piston déplaceur	67
4.6. Conclusion	69
5. EXPERIMENTATION ET INTERPRETATION DU MS	
5.1. Introduction	70
5.2. Présentation du banc expérimental	70
5.3. Choix des instruments de mesure	73
5.4. Détermination expérimentale de la distribution de la température au foyer	76
5.5. Calcule de l'énergie utile absorbée par le moteur	80
5.6. Expérimentation du moteur	83
5.7. Détermination de la puissance et du rendement grâce au cycle dans le Diagramme PV	87
5.8. Mesure de la puissance électrique	89
5.9. Problèmes rencontrés	90
5.10. Conclusion	90
CONCLUSION GENERALE	91
ANNEXES	93
NOMENCLATURES	97
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	100

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	Moteur type bêta	18
Figure 1.2	Moteur type Gamma	18
Figure 1.3	Moteur type Alpha	19
Figure 1.4	Configuration des motrices doubles actions	19
Figure 1.5	Moteur à piston libre	20
Figure 1.6.a	Une compression isotherme	20
Figure 1.6.b	Une compression isochore	21
Figure 1.6.c	Une détente isotherme	21
Figure 1.6.d	Une détente isochore	22
Figure 2.1	Moteur type Alpha	36
Figure 2.2	Profile de température du modèle adiabatique	37
Figure 2.3	Espace de travail	39
Figure 2.4	Espace adiabatique de compression	41
Figure 3.1	Diagramme de la puissance en fonction du volume de compression	49
Figure 3.2	Diagramme de la puissance en fonction du volume de détente	50
Figure 3.3	Diagramme de la puissance en fonction du volume mort de compression	51
Figure 3.4	Diagramme de la puissance en fonction du volume mort de détente	51

Figure 3.5	Diagramme de la puissance en fonction de la température chaude	52
Figure 3.6	Diagramme de la puissance en fonction de la température froide	53
Figure 3.7	Diagramme de la puissance en fonction de la pression	54
Figure 3.8	Diagramme de la puissance en fonction de la vitesse de rotation	54
Figure 3.9	Diagramme indicateur (P,V)	56
Figure 3.10	Diagrammes indicateurs (P,Ve) (P,Vc)	56
Figure 3.11	Les évolutions des volumes en fonction d'angle de rotation	57
Figure 3.12	Evolution de la pression en fonction de l'angle de rotation	57
Figure 3.13	Les évolutions des températures en fonction de l'angle de rotation	58
Figure 3.14	L'évolution du travail mécanique	58
Figure 3.15	Les évolutions des quantités de chaleur dans le moteur	59
Figure 4.1	Piston de puissance	60
Figure 4.2	Cylindre de puissance	62
Figure 4.3	Cylindre chaud	63
Figure 4.4	Bielle de puissance	66
Figure 4.5	Système bielle manivelle	66
Figure 4.6	Vilebrequin	67
Figure 4.7	Système bielle manivelle piston déplaceur	67
Figure 4.8	Bielle du piston déplaceur	68
Figure 5.1	Moteur Stirling à expérimenter	70

Figure 5.2	Vue d'ensemble moteur Stirling-Concentrateur solaire	71
Figure 5.3	Partie supérieure "froide" du moteur	72
Figure 5.4	Système d'acquisition des données	72
Figure 5.5	Intensité du courant dans le capteur en fonction de la pression	73
Figure 5.6	La plaque cylindrique avec thermocouples	76
Figure 5.7	Distributions des thermocouples sur la plaque de test	77
Figure 5.8	Détermination de la distribution de la température sur la plaque cylindrique	79
Figure 5.9	Variation de la température de la plaque au point focale en fonction du temps	79
Figure 5.10	Bilan thermique de la plaque mince	80
Figure 5.11	profile des rayonnements directs pour la journée du 24/06	82
Figure 5.12	Installation du capteur de pression sur le moteur	84
Figure 5.13	Evolution de la pression dans le Cylindre de compression pour le calage du point mort haut	84
Figure 5.14	Diagrammes indicateurs PV	85
Figure 5.15	Variation de la pression dans le cylindre de compression au cours d'un cycle	86
Figure 5.16	Evolution de la température dans le cylindre de compression sur un cycle	87
Figure 5.17	Calcule de la surface du diagramme PV	88
Figure 5.18	Mesure de la puissance électrique	89
Tableau 3.1	Paramètres de fonctionnement du moteur	55
Tableau 5.1	Comparaison entre sonde et thermocouple	74

Tableau 5.2	Dimensions du concentrateur parabolique utilisé	77
Tableau 5.3	Caractéristiques de la plaque mince	82
Tableau 5.4	Puissance électrique du moteur	90

INTRODUCTION GENERALE

Le monde a connu, pendant ce siècle, un grand développement technologique surtout au niveau industriel, grâce aux capacités créatives de l'homme. Il les a utilisés pour inventer des outils et améliorer pour rendre sa vie plus agréable et facile, par exemple le transport et le téléphone qui facilitent la communication.

Nous citerons aussi le moteur cette machine qui transforme une énergie quelconque en énergie mécanique susceptible de fournir un travail. On peut classer les moteurs selon la nature de l'élément qui fournit l'énergie initiale. L'éolienne convertit l'énergie du vent atmosphérique, les moteurs pneumatiques utilisent l'énergie de l'air comprimé non chauffé, les moteurs hydrauliques convertissent l'énergie hydraulique de l'huile sous pression, les turbines transforment l'énergie mécanique produite par le mouvement d'un liquide ou d'un gaz, les moteurs électriques convertissent de l'énergie électrique et mettent en jeu des phénomènes électromagnétiques; enfin les moteurs thermiques utilisent l'énergie calorifique libérée par la combustion de gaz, de fioul ou d'essence. A propos de ces derniers, il y a deux types :

Moteurs à combustion externe : le fluide autre que les gaz suit un cycle thermodynamique et fournit un travail. Parmi ces moteurs, on peut citer les moteurs à mouvement alternatif, les machines à vapeur, les turbines à vapeur, et le moteur Stirling.

Moteurs à combustion interne : les gaz de combustions constituent le fluide de travail. On sait que la majorité des moteurs sont à combustion interne.

Les moteurs ont de nombreuses applications, en particulier la propulsion des automobiles, des avions, des fusées (moteurs à combustion interne) et le pompage de l'eau.

Cela vaut bien de citer quelques personnages célèbres qui étaient derrière cette grande découverte :

- **Papin, Denis (1647-1714)**, inventeur et physicien français, précurseur de la machine à vapeur.

- **Newcomen, Thomas (1663.1729)**. Mécanicien anglais, inventeur de la première machine à vapeur utilisable.
- **Watt, James (1736,1819)**, inventeur, ingénieur et mécanicien écossais, célèbre pour ses améliorations apportées à la machine à vapeur.
- **Stirling, Robert (1790,1816)**, ingénieur écossais, inventeur du moteur à air chaud.
- **Carnot, Nicolas Léonard Sadi (1796,1832)**, physicien et ingénieur militaire français, considère comme le créateur de la science thermodynamique, il a énoncé deux principes de la thermodynamique.
- **Otto, Nicolaus (1832,1891)**, ingénieur allemand, il mit au point le moteur à quatre temps en 1876.

- **Beau De Rochas, Alphonse (1815,1893)**, ingénieur français qui a inventé le cycle Beau de Rochas, relatif à la transformation d'énergie thermique en énergie mécanique lors de la combustion d'un mélange carburé air-essence en vas clos.
- **Benz, Cari (1844,1929)**, ingénieur mécanicien allemand, il est l'un des premiers l'industrie automobile, en 1878 il développe un moteur à interne à deux temps, et plus tard, un moteur léger à quatre temps.
- **Diesel, Rudolf (1858,1913)**, ingénieur allemand, on lui doit la conception en 1893 et la réalisation en 1897 du moteur à combustion interne auquel son nom est resté attaché.

Mais la plupart des moteurs à combustion interne ou externe sont considérés comme une source de pollution, surtout l'utilisation des dérivés du pétrole qui est de plus en plus menacé par la disparition. A cet effet, les ingénieurs mécaniciens cherchent à adopter d'autres solutions plus propres, avec l'utilisation es sources naturelles non polluante tels que l'énergie solaire, l'énergie éolienne et hydraulique ou le moteur Stirling est un candidat sérieux.

Notre travail porte sur un moteur particulier et moins connu, c'est le moteur à air chaud appelé «moteur à cycle Stirling » , nous allons le définir et expliquer son fonctionnement avec le cycle idéal «théorique» de Stirling , ainsi que l'étude de dimensionnement du moteur Stirling , en calculant quelques paramètres de départ (tel que la pression maximale et les températures et la fréquence et les volumes des cylindres) à l'aide de méthode thermodynamique (la méthode de modèle adiabatique idéal), en fin nous allons réaliser et expérimenter un prototype d'un moteur Stirling dont le plan sera comme suit :

Chapitre I : concernera l'historique et la présentation du moteur Stirling et ces différents types existants, ainsi que le système Dish-Stirling, en particulier leurs disruptions, leurs composants et leurs classifications.

Chapitre II : qui portera sur les modélisations énergétiques des moteurs Stirling, et tracera l'historiques du développement analytiques et différents models à l'étudié en utilisant le model adiabatiques idéal.

Chapitre III : la programmation et l'étude paramétrique (les graphes avec les commentaires).

Chapitre VI : sera consacré au dimensionnement du moteur sur la base de proposition des paramètres primaires (volumes de deux cylindres, la pression, la température...).

Chapitre V : En fin l'expérimentation de système réalisé pour déterminer les paramètres réel de notre moteur.

CHAPITRE 1

HISTORIQUE ET PRESENTATION DU MOTEUR STIRLING

1.1 Les origines [1],[2]

Au début du XIX siècle, de nombreuses personnes étaient tuées ou mutilées par l'explosion de machines à vapeur : ces accidents étaient relativement fréquents, car pour augmenter les rendements, on utilisait la vapeur à des pressions de plus en plus élevées, mais les ambitions des ingénieurs étaient en avance sur les performances de la métallurgie, et les aciers de l'époque ne résistaient pas aux hautes pressions utilisées.

Stirling fut ému par un certain nombre de drames individuels et il conçut un moteur moins dangereux, qui fonctionnait à des pressions moindres.

L'un des tous premiers moteurs Stirling était réalisé par Robert Stirling lui-même en 1816, un tel moteur fut utilisé pour pomper l'eau d'une mine. La roue faisait 2 mètres de diamètre, et le cylindre 1,8 mètre de long. Ce moteur avait une puissance d'à peu près 2 chevaux (1,5 kW). La plus grande partie du travail de mise au point de la machine a été effectuée par James, le frère cadet de Robert Stirling.

Le moteur Stirling connut un succès commercial très important jusqu'au début du XX siècle : il constituait alors, avec la machine à vapeur, quasiment la seule possibilité de convertir de l'énergie thermique en énergie mécanique. Les machines à vapeur étant plutôt réservées aux grandes puissances, le moteur Stirling (et toutes ses variantes ou ses dérivés) régnait dans le créneau des basses puissances (de quelques watts à quelques dizaines de kW).

Au terme du siècle, cependant il fut détrôné par les moteurs à combustion interne et les moteurs électriques, qui ne souffraient pas des mêmes difficultés technologiques essentiellement liées à la nature fermée du cycle des moteurs Stirling (joints d'étanchéité, lubrification, tenue des matériaux aux hautes températures ...).

Notons que l'application du moteur Stirling est récente et date du siècle dernier. Ces moteurs étaient connus sous le nom de moteurs à air chaud (hot air engines), l'air étant le seul fluide de travail utilisé à cette époque.

- De 1937 à 1979 : l'histoire du moteur Stirling est étroitement liée aux efforts de la société Philips. Citons quelques développements et réalisations de cette société ;
- 1937 : début des développements visant à la conception d'un moteur Stirling pour faire tourner un générateur électrique alimentant un poste radio ;
- 1938 : réalisation du premier moteur Stirling de Philips, d'une puissance de 16kw à 1000rpm;
- 1940 : réalisation d'un moteur Stirling de 500 w à 1500 rpm, utilisant de l'air à 5 bars comme fluide de travail ;
- 1941 : réalisation d'un réfrigérateur atteignant -40 °C basé sur le cycle de Stirling récepteur ;
- 1943 : réalisation d'un moteur Stirling à double effet à quatre cylindres, d'une puissance de 6 kw à 3000 rpm , utilisant de l'air 10 bar comme fluide de travail ;
- 1945 : réalisation d'un réfrigérateur atteignant -200 °C utilisant de l'hydrogène comme fluide de travail ;
- 1946 : conclusion d'un contrat avec l'U S Navy pour réaliser des générateurs électriques entraînés par des moteurs Stirling ;
- 1950 : réalisation de 150 générateurs de 250 w entraînés par des moteurs Stirling. ce générateur ne sera pas commercialisé du fait de la mise sur le marché des postes de radio à transistors, pouvant être alimentés par des piles électriques;
- 1953 : invention du moteur « rhombique » par R. J Meijer ;
- 1953 : Philips présente son réfrigérateur à Paris ;
- 1955 : réalisation du premier moteur « rhombique», utilisant de l'hydrogène comme fluide de travail, d'une puissance de 22,4 kW à 1500 rpm avec un rendement de 38% ;
- 1959 : Philips réalise pour « Alison Division Motors », un moteur Stirling de 7,5 kW pour entraîner le générateur d'un satellite ;
- 1960 - 1970 : Philips commercialise un réfrigérateur Stirling industriel d'une puissance de refroidissement de 25 kW à 77 K ;
- 1958 - 1970 : contrat avec « Général Motors » ;
- 1972 : contrat avec « Ford Motor Company » ;

- 1975 : réalisation d'un moteur Stirling de 127 kW à quatre cylindres de type « Swa-shplate » pour la « Ford Totino » ;
- 1976 - 1978 : réalisation de générateurs électriques entraînés par des moteurs Stirling à pistons libres ;
- 1978 - 1979 : le dernier moteur Stirling construit par Philips qui est un moteur de 3 kW pour entraîner une pompe à chaleur domestique.

La première invention du moteur Stirling à piston libre est attribuée à W.T. Beale en 1969. Un autre moteur Stirling à pistons libres (MI00) a été construit et commercialisé par Sunpower. Sa puissance était de 100 W à 50 Hz. A présent ce moteur n'est plus disponible mais Sunpower propose d'autres machines, notamment pour la conversion énergétique de la biomasse, la cogénération domestique, le pompage, les pompes à chaleur, les cycles frigorifiques, cryogéniques, la compression de vapeur et la production d'électricité.

Depuis une centaine d'année, l'existence des moteurs à combustion interne restreint le développement des moteurs Stirling. Dans le domaine de la traction automobile, les moteurs à combustion interne présentent, par rapport aux moteurs Stirling, deux avantages déterminants : accélération rapide, mise en marche immédiate.

L'accélération d'une voiture mue par un moteur Stirling n'est correcte que si l'on utilise des dispositifs lourds et onéreux et pour mettre en marche un moteur Stirling, il faut d'abord chauffer le réchauffeur, ce qui empêche la voiture de circuler immédiatement.

Mais l'application des moteurs Stirling dans les véhicules hybrides présente toujours de l'intérêt.

Depuis 1973 et la crise du pétrole, l'intérêt pour les moteurs Stirling s'est encore accru et de nombreux développements sont apparus. A présent, il y a plusieurs applications pour lesquelles les moteurs Stirling présentent des avantages par rapport aux moteurs concurrents. A titre d'exemple, citons la production d'énergie électrique à partir du rayonnement solaire, la production d'énergie mécanique dans les cas où le silence est important (sous-marin) ou dans les cas où les critères environnementaux sont stricts. Les moteurs Stirling se prêtent bien à l'entraînement des pompes à chaleur, en particulier dans la confirmation de Vuilleumie

1.2. Types de moteurs Stirling [3]

Les moteurs Stirling peuvent être classés en deux familles distinctes : Les moteurs simple action et les moteurs double action. Pour mieux clarifier cette classification il est nécessaire de faire la distinction entre l'appellation de piston et celle de déplaceur.

La différence qui existe entre un piston et un déplaceur se situe dans les gradients de température et de pression qui règnent en amont et en aval de ces composants. En effet un piston subit un gradient de pression assez important Δp face à un gradient de température ΔT négligeable, puisqu'il est situé généralement dans un espace de compression, un espace refroidi et maintenu à une température constante.

Réciproquement, un déplaceur subit un gradient de température assez important et n'est soumis pratiquement à aucun gradient de pression, ce qui en fait un corps léger. Le déplaceur n'exerce aucun travail sur le gaz mais se contente de le déplacer.

1.2.1. Les moteurs simple action :

Ces sont des moteurs constitués d'un piston et d'un déplaceur, qui peuvent être réunis dans un même cylindre ou séparés en deux cylindres distincts. Les espaces de compression et de détente sont en communication à travers un régénérateur. IL existe différentes configurations de ces moteurs, selon la disposition des différents composants mais ils ont le même principe de fonctionnement. Ces configurations sont :

1.2.1.1. La configuration bêta :

Elle a un simple piston de puissance placé coaxialement avec un déplaceur. Cette configuration perd ses avantages pour des moteurs à plusieurs cylindres, de plus, cette configuration connaît les problèmes d'étanchéités au niveau des éléments les plus importants (étanchéités du piston échangeur dans le cylindre, étanchéité de l'axe du piston échangeur dans le piston moteur). Ce moteur peut atteindre des rendements élevés de compression.

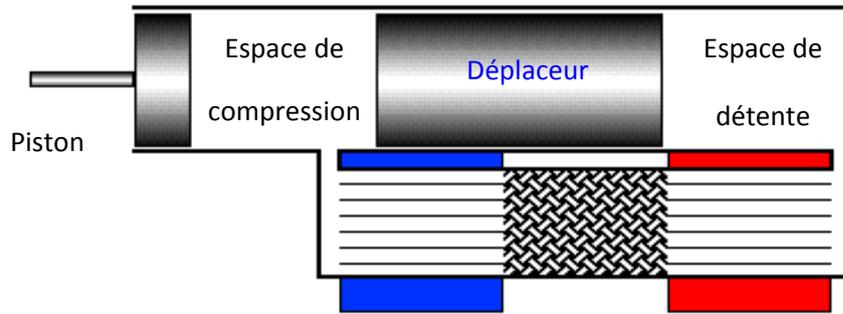


Figure 1.1: Moteur type bêta.

1.2.1.2. La configuration gamma :

C'est la configuration la plus ancienne et la plus encombrante. Elle possède l'espace mort le plus important ce qui réduit sensiblement la puissance. En effet, c'est un Stirling bêta, sur lequel le piston de puissance, n'est pas monté coaxialement avec le piston de déplacement. Cette configuration produit un rapport de compression plus faible, mais elle est généralement plus simple mécaniquement, et est souvent utilisée dans les moteurs Stirling à plusieurs cylindres.

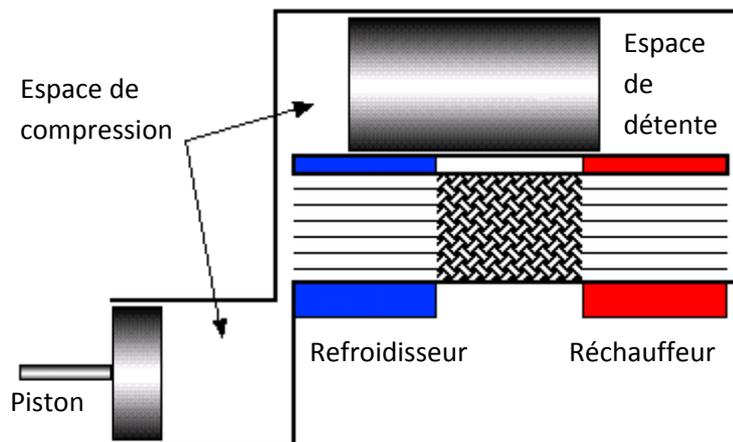


Figure 1.2: Moteur type Gamma.

1.2.1.3. La configuration alpha :

Contient deux pistons de puissance séparés, un piston « chaud », et un piston « froid ». Le piston chaud est situé près de l'échangeur à la plus haute température, et le piston froid, est situé près du point d'échange de température la plus basse. Ce type de moteur a un ratio puissance-volume très élevé, mais a des problèmes techniques, liés fréquemment aux températures trop élevées du piston chaud pour ses joints.

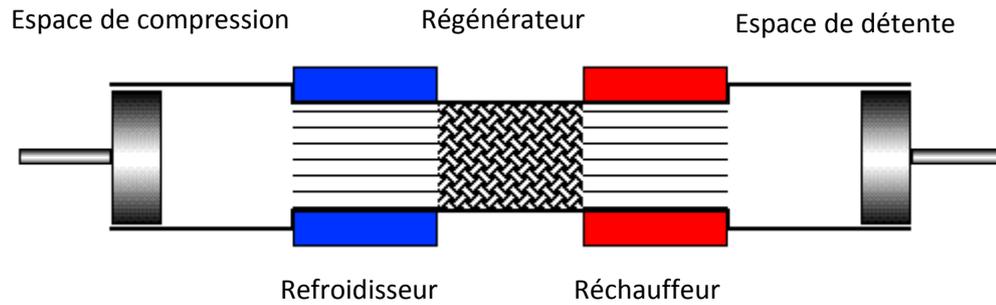


Figure 1.3: Moteur type Alpha.

1.2.2. Les moteurs double action :

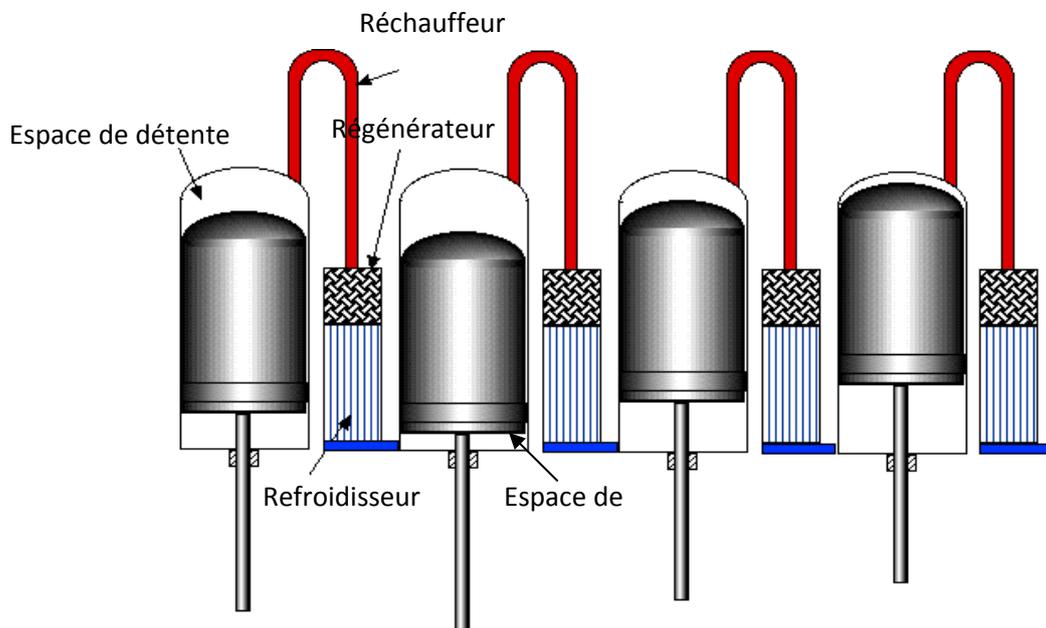


Figure 1.4: Configuration des moteurs doubles actions.

Dans ces moteurs, chaque piston joue le rôle de déplaceur pour le piston à son voisinage. Le grand avantage de ce genre d'arrangement est que le nombre de pistons est divisé par deux ce qui réduit considérablement le coût d'une telle machine.

1.2.3. Les moteurs à piston libre :

Une autre classification des moteurs Stirling peut être faite selon la solution de liaison des pistons. En effet il existe deux cas de figure :

- Des machines où les pistons sont liés mécaniquement (par un système bielle manivelle).

- Des machines où le déplaceur est libre et n'as aucune liaison avec le piston de travail.

Ce type de moteurs ne comptent que sur la pression de l'amortisseur à gaz pour varier les volumes et fournissent des puissances faibles qui sont utilisées pour générer de l'électricité alimentant des postes radio ou tout autre composant de faible consommation.

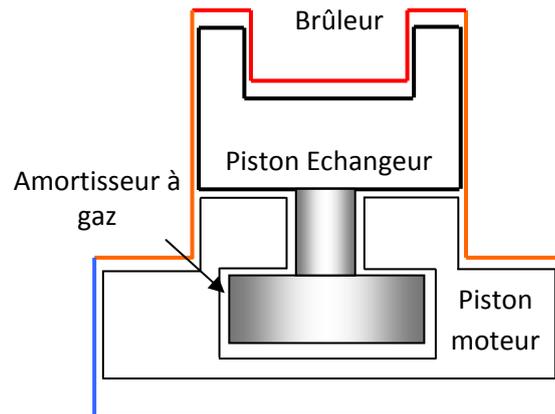


Figure 1.5 : Moteur à piston libre.

1.3 Cycle théorique de Stirling

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling comporte 4 étapes pendant les quelles le gaz utilisé subit les transformations suivantes :

- Une compression isotherme : Le piston moteur descend par effet d'inertie, comprime le fluide dans le coté chaud. Le piston moteur arrive à mi-chemin et on passe à la deuxième étape.

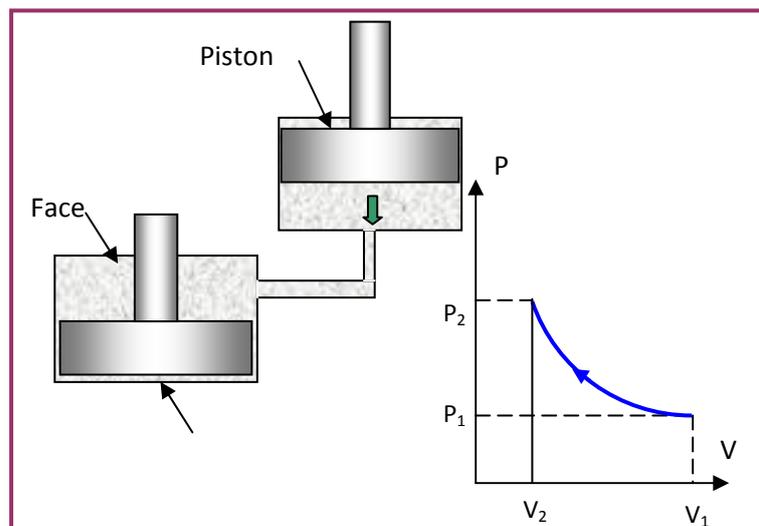


Figure 1.6.a : Une compression isotherme.

b- Une compression isochore : une fois le piston moteur à mi-chemin le piston déplaceur commence à se déplacer vers le haut, le fluide passe alors de l'espace de compression à l'espace de détente entre le piston échangeur et le cylindre, le piston moteur arrive à son point mort bas.

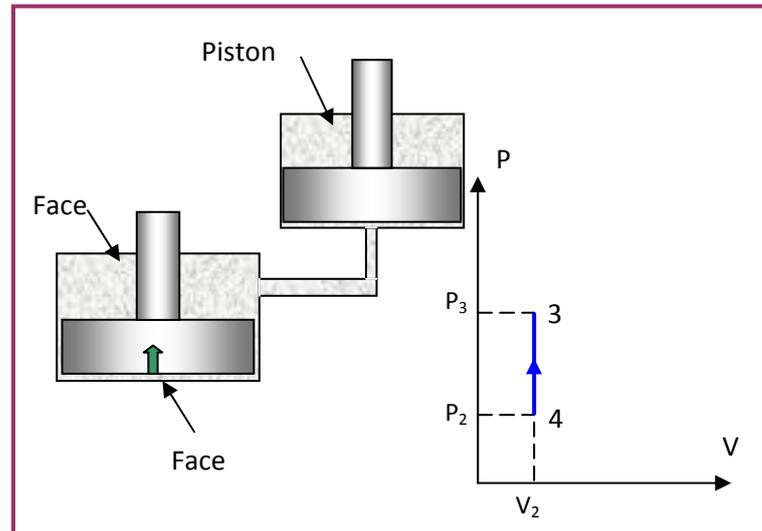


Figure 1.6.b : Une compression isochore.

c- Une détente isotherme : le piston déplaceur continue sa montée poussée par le fluide chaud jusqu'à ce qu'il arrive à son point mort haut heure à la quel le piston moteur monte.

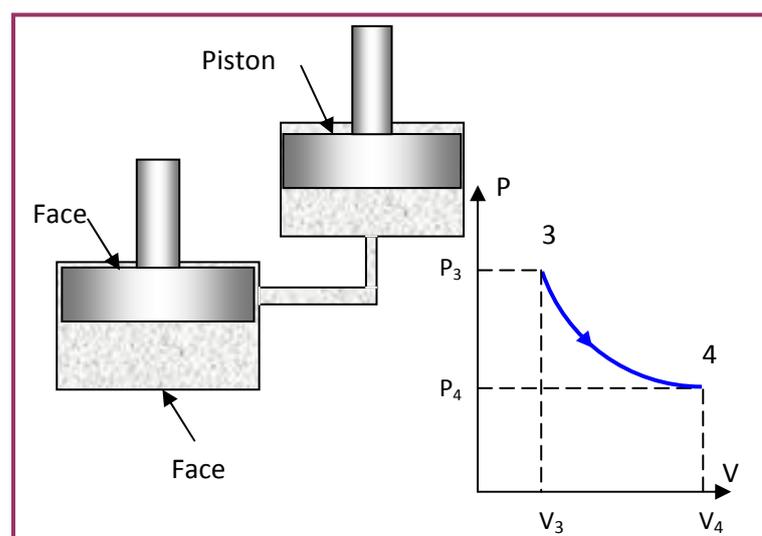


Figure 1.6.c : Une détente isotherme

d- Une détente isochore : le piston moteur continue sa montée jusqu'au point mort haut, à ce moment le fluide passe de l'espace de détente à l'espace de compression ou il se refroidit ce qui implique une diminution de la pression dans l'espace de détente, ce qui permet au piston échangeur de descendre sous l'action de son propre poids.

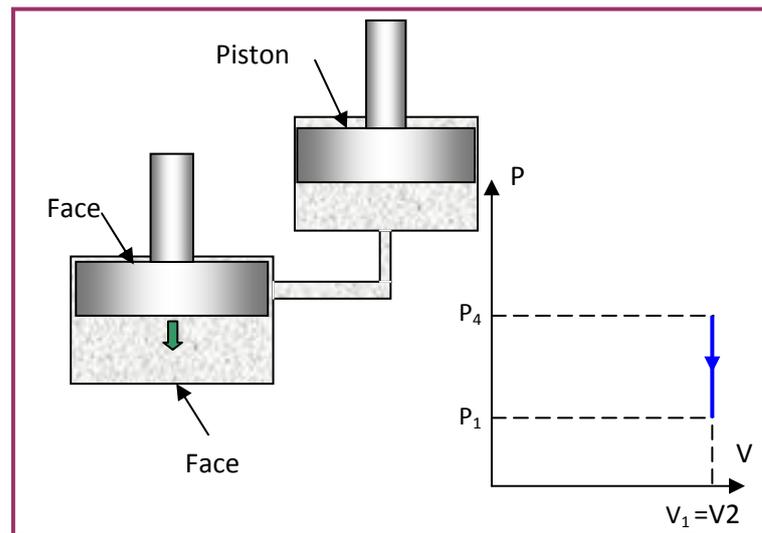


Figure 1.6.d : Une détente isochore.

1.4.Fonctionnement du moteur Stirling :

1.4.1. Alimentation :

Le moteur Stirling peut employer toute sorte de chaleur approvisionnée d'une source externe. Il y a même un moyen de ravitaillement :

- La combustion de chauffage est assurée par : des carburants liquides ou gazeux ; charbon, décomposition de biomasse, etc....
- La chaleur solaire obtenue par l'intermédiaire de concentrateurs solaires.
- Chaleur emmagasinée, par exemple : une batterie thermique de fluorure de lithium
- Chauffage nucléaire, un radio isotope ou source de fusion.

Le moteur Stirling est un moteur thermique fermé, il est composé de deux enceintes cylindriques reliées entre elles par un dispositif de générateur. Dans chaque cylindre coulisse un piston qui est connecté avec l'autre par un certain mécanisme.

Ce moteur fonctionne avec quatre temps successifs : compression, chauffage, détente et refroidissement en un seul tour, il dérive le travail de la compression et détente thermique d'un gaz (Hélium, Hydrogène ou l'aire).

Selon la loi des gaz parfait, les propriétés de température (T), pression (p), et volume (V) pour une masse de gaz (m), sont reliés selon l'équation suivante :

$$pV = mRT \quad (1.1)$$

Ou :

R : est constante universelle des gaz

Les précédés du cycle de Stirling peuvent être expliqués dans les termes de l'équation (1.1).

Pour bien comprendre le fonctionnement du moteur, nous choisissons la configuration Gamma, parce quelle est la plus simple des trois configurations déjà citées.

1.4.2. Les pistons :

Dans les trois configurations du moteur Stirling il y a deux pistons, Chacun agit dans l'un ou l'autre (le « chaud » ou le « froid ») des espaces fonctionnels du moteur. Ils doivent nécessairement être reliés à une certaine sorte de manivelle « vilebrequin, système d'embellage » (ou système rhombique dans la configuration Bêta) disposition à créer le flux du gaz nécessaire pour le cycle Stirling.

1.4.3. Le régénérateur :

Pour même gain mécanique, on dépense moins de calories ; Le régénérateur inventé par Robert Stirling permet cette économie.

Sur un plan pratique, le régénérateur est un échangeur de chaleur qu'on place entre la source chaude et la source froide. Voir schéma ci-dessous.

En réalité, c'est un appareil délicat à recevoir. Les échanges de chaleur avec un gaz sont difficiles et demandent en général des dispositifs encombrants.

1.4.4. Gaz de fonctionnement :

Plusieurs types de gaz de fonctionnement (ou de travail) peuvent être employés, et la sélection serait basées sur le coût, l'efficacité, et la nécessite des performances. Le gaz est complètement cacheté (scellé) dans la parties

fonctionnelles du moteur, et à cause de cela, tout type de gaz pourrait être employé, avec une large gamme de pression.

1.4.5. Le chauffage et le refroidissement :

Le chauffage et le refroidissement du gaz doivent survenir pendant des parties définies du cycle, et c'est réalisé par la présence d'un chauffage continuellement opératoire et d'un réfrigérant. Ces éléments fournissent la température chaude T_c et froide T_f pour le moteur, La méthode actuelle de chauffage consiste dans le choix du carburant employé. Pour le refroidissement on utilise simplement la température de l'environnement dans lequel le moteur opère.

1.5. 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 [5].

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[6]. 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 la 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 développée par Advanco corporation, United Stirling AB, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDA), et NASA's Jet Propulsion Laboratory.

1.5.1. Description du système Dish Stirling :

Le système Dish Stirling est un ensemble qui convertit l'énergie thermique d'origine solaire en énergie mécanique et /ou électrique. Ce système utilise une surface réfléchissante de forme parabolicoïdale 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 requise 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].

1.5.2. Composants du système Dish Stirling :

Le système Dish Stirling est constitué de quatre éléments principaux :

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

1.5.2.1. 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 [7].

1.5.2.2. Récepteur :

Le récepteur relie entre le concentrateur et le moteur Stirling, il a deux objets [8] :

- 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.

1.5.2.3. Système de poursuite solaire [9] :

En plus d'avoir un matériau et forme réflective 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.

1.6. Avantages et Inconvénients [1], [2] :

1.6.1. Les avantages :

Plusieurs raisons nous poussent à choisir le moteur Stirling pour nos utilisations dont on note principalement :

- Le rendement élevé : Comme il est possible de le faire fonctionner en cogénération (puissances mécanique et calorifique), le rendement global peut être très élevé.
- La multitude de sources chaudes : combustion de gaz divers, de bois, sciure, déchets, énergie solaire ou géothermique...
- Le silence de fonctionnement : il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas d'un moteur à combustion interne, la combustion est continue à l'extérieur des cylindres. De plus, sa conception est telle que le moteur est facile à équilibrer et engendre peu de vibrations.
- L'aptitude écologique : à répondre le mieux possible aux exigences environnementales en matière de pollution atmosphérique. Il est plus facile de réaliser dans ce type de moteur une combustion complète des carburants.
- La fiabilité et la maintenance aisée : la relative simplicité technologique permet d'avoir des moteurs d'une très grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- La durée de vie : importante du fait de sa simplicité.

1.6.2. Les inconvénients :

Pendant les années précédentes le moteur Stirling a été écarté de certaines applications et ceci pour plusieurs raisons dont les principales sont :

- Problème mécanique : Le mouvement théorique des pistons est irréalisable par un mécanisme bielle manivelle simple utilisé sur ce type de moteur.
- Problème thermique : Le temps d'échange de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail est très limité. En effet, le mécanisme utilisé n'assure pas le temps nécessaire d'échange entre le fluide de travail et les échangeurs de chaleur et encore une importante quantité de chaleur est rejetée à chaque cycle sans pouvoir la réutiliser convenablement.
- Les problèmes d'étanchéité : sont difficiles à résoudre dès qu'on souhaite avoir des pressions de fonctionnement élevées. Le choix du gaz "idéal", à savoir

l'hydrogène pour sa légèreté et sa capacité à absorber les calories, se heurte à sa faculté de diffuser au travers des matériaux.

- Le prix : le frein à son développement est aujourd'hui probablement son coût, non encore compétitif par rapport aux autres moyens bien implantés. Une généralisation de son emploi devrait pallier ce problème inhérent à toute nouveauté.

1.7. Les principales applications du moteur Stirling [1] :

- La recherche et le monde universitaire :

Le moteur Stirling fait l'objet d'études théoriques et de travaux pratiques afin de mieux connaître son fonctionnement, d'améliorer son rendement et augmenter sa compétitivité vis-à-vis d'autres sources d'énergie. Ces travaux permettront de modéliser le fonctionnement du moteur, c'est à dire mettre en équations les échanges de chaleur, les écoulements des fluides et simuler certaines configurations.

- Les usages militaires :

Vu son silence de fonctionnement et le peu de vibration qu'il engendre le moteur Stirling est souvent utilisé dans des équipements militaires.

Un sous-marin d'attaque Suédois évolue grâce à ce mode de propulsion. Son silence de fonctionnement est un atout majeur dans cette application. La marine Australienne l'a aussi adopté pour un sous-marin de 3000 tonnes de déplacement. Des bâtiments de surface militaires utilisent également cette technologie pour la propulsion de corvettes ou de bateaux de détection de mines ou de surveillance acoustique.

Outre l'utilisation du moteur Stirling comme source d'énergie principale, celui-ci est également utilisé comme un moyen auxiliaire et autonome de fourniture d'énergie (en cas de panne, par exemple, de la source principale afin d'assurer les fonctions vitales du bâtiment).

- Le domaine spatial et les applications solaires :

Certains satellites se procurent de l'énergie grâce à un moteur Stirling. Le rendement est particulièrement élevé vu les grandes différences de température disponibles.

On utilise une parabole réfléchissante qui concentre les rayons du soleil en un seul point le foyer de la parabole où on installe le moteur Stirling.

- Le monde industriel avec la cryogénie :

La réversibilité du moteur Stirling est utilisée afin de produire du froid de façon industrielle. Son rendement est alors excellent. Dans ce type de fonctionnement, on fournit de l'énergie mécanique au moteur. Le résultat est qu'on pompe de la chaleur à la source froide pour la restituer à la source chaude, comme un réfrigérateur domestique. Ce mode de fonctionnement est si efficace qu'on utilise ce type d'installation pour liquéfier des gaz.

- La recherche et l'exploitation océanographique :

Le SAGA (sous-marin d'assistance à grande autonomie) opérationnel au cours des années 1990, permettait de faire plus de 500 km de distance, de mener une campagne de 10 jours de travail par 300 m de fond. Il déplaçait plus de 500 tonnes en plongée et était muni de deux moteurs Stirling alimentés en fuel et oxygène liquide.

- Utilisation domestique :

De petites installations ont été développées afin de fonctionner en cogénération : fourniture d'électricité et chauffage d'habitations. On utilise le combustible de son choix pour faire sa propre électricité et chauffer sa maison. Si on est relié au réseau électrique, on peut vendre son courant quand on en produit trop (l'hiver), ou on acheter quand on n'en produit pas suffisamment (l'été).

Exemples :

- La parabole Stirling Hybride Soleil Biogaz à alternateur linéaire :

Réalisation d'un moteur Stirling hybride soleil biogaz à alternateur linéaire de 3kW électrique (télévision, électroménager, informatique, lumière) et de 6 kW de chaleur. Cette polyvalence soleil biogaz assurera au système une alimentation continue en énergie renouvelable (24H/24). Pendant la journée, la parabole Stirling produit de l'eau chaude et de l'électricité avec le soleil tandis que pendant la nuit ou lorsque le ciel est couvert, la parabole Stirling produit de l'eau chaude et de l'électricité avec le biogaz des eaux d'égout (production de biogaz multipliée par 16 par cycle biologique).

1.8 Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre une introduction général aux moteur Stirling, leurs origine historique, leurs configurations mécaniques, leur principe de fonctionnement, applications, avantages et inconvénients

CHAPITRE 2

MODELISATIONS ENERGETIQUES DU MOTEURS STIRLING

2.1. Introduction :

Un des obstacles sur le chemin de la commercialisation des moteurs Stirling est le manque d'une méthode précise et complète pour simuler les phénomènes thermique et physique dans ces moteurs. Depuis l'invention des moteurs Stirling, et plus particulièrement depuis les débuts des années 1960, un grand effort de recherche est consacré à la prédiction de leurs performances. De nos jours, de nombreux chercheurs travaillent sur ce thème dans le but notamment d'améliorer la conception des moteurs Stirling. Dans cette partie, nous présentons les principales méthodes qui sont utilisées actuellement pour dimensionner et simuler les moteurs Stirling.

On peut identifier trois niveaux d'analyse thermodynamique des moteurs Stirling : les analyses approximatives (d'ordre zéro et de premier ordre), découplées (deuxième ordre) et couplées (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. Celles 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. Modélisations existantes :

Les études théoriques des machines Stirling peuvent être classées suivant quatre analyses d'ordre croissant de perfectionnement. L'analyse d'ordre zéro est la plus simple et l'analyse du troisième ordre la plus complexe.

2.2.1. Analyse d'ordre zéro :

Cette méthode est basée sur l'expérimentation. Elle fut mise au point par William Beale dans les années soixante-dix (Reader et Hooper, 1983). Beale montra que la puissance d'une machine Stirling fonctionnant en cycle moteur pouvait s'exprimer par une relation semi empirique de la forme :

$$P_{ui} = 0,015 p_m f V_p \quad (2.1)$$

Où :

P_{ui} : Puissance mécanique produite par le moteur Stirling en watts.

p_m : Pression moyenne du gaz au cours du cycle en bar.

f : La fréquence du moteur en hertz.

V_p : Volume de gaz balayé côté compression en cm^3 .

La formule de Beale peut être employée pour toutes les configurations et pour différentes tailles des moteurs Stirling, l'équation peut être écrite sous une forme générale comme suit :

$$P/(p_m f V_p) = \text{Constant} \quad (2.2)$$

Le paramètre sans dimensions $P/(p_m f V_p)$ s'appelle le nombre de Beale. Sent (1982), West (1986) et Organ (1992) confirmèrent la validation du modèle Semi-empirique de Beale et West proposa d'exprimer la puissance d'un moteur par l'expression :

$$P = 0,025 p_m f V_c \frac{T_c - T_h}{T_c + T_h} \quad (2.3)$$

T_c et T_h Les températures du gaz dans les volumes chaud et froid respectivement.

West a proposé une formule simple pour déterminer le travail indiqué comme suit :

$$W_{west} = \frac{\pi p_m}{2} \frac{V_D V_P}{V_D + \frac{V_P}{2} + V_S} \frac{(T_H - T_C)}{(T_H + T_C)} \sin \alpha \quad (2.4)$$

2.2.2. Analyse du premier ordre :

Gustave Schmidt développa, entre 1860 et 1871, une nouvelle analyse thermodynamique du cycle Stirling (cité par Walker 1994, Reader et Hooper 1983, et Walker 1983 entre autres). Communément appelée analyse de Schmidt, cette méthode constitue la première analyse réaliste des machines Stirling en vue de leur dimensionnement et présente des résultats sous la forme de solutions

d'équations exactes. L'analyse de Schmidt pose comme hypothèses principales les évolutions isothermes des compressions et détente et une parfaite régénération de la chaleur au sein du régénérateur. Les éléments mobiles ont des mouvements harmoniques.

L'analyse considère également que :

- La pression instantanée du gaz est la même dans chaque volume donc les pertes de charge sont nulles.
- Le fluide de travail obéit à la loi des gaz parfaits.
- Les fuites au niveau des pistons sont nulles donc la masse de gaz est constante.
- Les températures des parois des cylindres et des pistons sont constantes.
- La vitesse de rotation de la machine est constante.
- Les conditions d'équilibre thermiques sont établies.
- Le rendement est égal au facteur de Carnot.
- Un gradient de température linéaire existe dans le régénérateur.

Walker (1992) montre que l'analyse de Schmidt, bien qu'idéale, constitue une approche somme toute réaliste des phénomènes physiques apparaissant dans les machines Stirling. Bon nombre de chercheurs continuent d'utiliser cette analyse dans le dimensionnement de machines Stirling motrices ou réceptrices. On citera par exemple Impero Abenavoli et al. (1996), Naso (1991), West (1986), Urieli et Berchowitz (1984) et Walker (1983, 1980) entre autres. En 1960, Théodore Finkelstein développa la *théorie des échanges de chaleur limites* qui est une analyse dite de type adiabatique. Le principe de cette théorie consiste à déterminer les transferts de chaleur au sein d'une machine Stirling lorsque le gaz évolue entre deux limites constituées par des transformations isothermes (flux de chaleur infini) et des transformations adiabatiques (flux de chaleur nul). Le modèle repose sur la résolution numérique d'équations aux dérivées partielles.

Analyse de Schmidt

Schmidt a déterminé une expression mathématique exacte pour évaluer le travail indiqué d'un moteur Stirling. Pour une configuration gamma, elle prend la forme :

$$W_{Schmidt} = \pi(1-\tau)p_{\max}V_D \frac{K_p}{Y + \sqrt{Y^2 + X^2}} \sin \alpha \sqrt{\frac{Y-X}{Y+X}} \quad (2.5)$$

Où :

$$K_p = V_p / V_D \quad (2.6)$$

$$V_D = A_D L_D \quad (2.7)$$

$$V_p = A_p L_p \quad (2.8)$$

$$X = \sqrt{(1-\tau')^2 - 2(1-\tau)K_p \cos \alpha + K_p^2} \quad (2.9)$$

$$Y = 1 + \tau + \frac{4K_s \tau}{1 + \tau} + K_p \quad (2.10)$$

$$\tau = T_C / T_D \quad (2.11)$$

$$K_p = V_p / V_D \quad (2.12)$$

Où :

$W_{Schmidt}$: Le travail indiqué par cycle.

p_{\max} : La pression maximum à attendre pendant le cycle N/m^2

K_p : Le rapport balayé de volume

K_s : Le rapport de volume de l'espace mort.

V_D : Le volume balayé par déplaceur en m^3 .

V_p : Le volume balayé par le piston de puissance en m^3 .

V_s : Le volume de l'espace mort en m^3 .

A_D : La section droite du cylindre déplaceur en m^2 .

A_p : La section droite du cylindre de puissance en m^2 .

L_D : La course en m .

L_p : La course de piston de puissance en m .

α : L'angle de phase du déplaceur au-dessus du piston de puissance en degré.

τ' : Le rapport de température.

Puisqu'il est plus commode d'employer la pression maximum du cycle, le p_m au lieu de la pression p_{\max} , la pression maximum dans les prétentions de Schmidt est lié a la pression moyenne de cycle est comme suit :

$$p_{\max} = p_m \sqrt{\frac{Y + X}{Y - X}} \quad (2.13)$$

La formule de Schmidt , pour déterminer le travail cyclique indique de moteur Stirling de configuration gamma , s'écrit :

$$W_{Schmidt} = \pi(1 - \tau) p_m V_D \frac{K_P}{Y + \sqrt{Y^2 + X^2}} \sin \alpha \quad (2.14)$$

Analyse adiabatique

2.2.3. Analyse du second ordre(Découplée) :

Smith, Rios et Qvale développèrent dans les années soixante une méthode appelée *analyse découplée du second ordre*. La méthode consiste à corriger les analyses du premier ordre de Schmidt (analyse de type isotherme) et de Finkelstein (analyse de type adiabatique) afin de tenir compte des effets parasites introduits par les phénomènes thermiques et de friction du fluide au sein d'une machine. Ces phénomènes parasites étant de plus la somme de résultantes statiques et dynamiques. L'originalité de la méthode repose sur la notion de découplage. Chaque élément parasite possède une influence propre sur les performances d'une machine Stirling indépendamment des autres parasites. Les résultats de cette méthode ont été validés sur différents bancs d'essais et montrent un écart de $\pm 20\%$ par rapport aux mesures. L'analyse découplée de type isotherme donne des résultats plus optimistes que l'analyse découplée de type adiabatique. Martini (1983), Weiss (1983) et Reader (1987) ont développé des logiciels basés sur ce type de modélisation.

2.2.4 Analyse du troisième ordre. (Couplée) :

Cette analyse est la plus récente et la plus complexe. Elle repose sur la résolution numérique des équations de conservation de la masse, du moment et de l'énergie à l'aide de méthodes différentes suivant la nature des phénomènes physiques à étudier. Organ (1992) développa différentes techniques numériques basées sur des schémas de résolutions de types implicites, sur les méthodes des caractéristiques et des coordonnées lagrangiennes.

2.3. Modèle adiabatique :

Parmi les types d'analyse idéale, nous choisissons l'analyse adiabatique, car elle est plus réaliste, surtout quand la vitesse du moteur est importante. Cette analyse implique que le transfert de chaleur net, pendant un cycle, doit être fourni par les échangeurs de chaleur.

L'inconvénient de cette analyse est qu'il n'est pas possible d'intégrer les équations explicitement. Il faut donc utiliser une méthode numérique pour résoudre les équations. L'hypothèse de l'analyse idéale adiabatique est les suivants :

- L'équation du gaz parfait est valable pour décrire le comportement du gaz dans le moteur.
- La pression instantanée du gaz de travail est uniforme partout dans le moteur. Pour satisfaire cette hypothèse, il faut négliger l'inertie ainsi que la viscosité du gaz, et supposer que la vitesse de propagation des ondes de pression est infinie. L'hypothèse qui consiste à négliger l'inertie est justifiée par Rauwens pour les moteurs Stirling.
- L'énergie cinétique du gaz est négligeable. Cette énergie, au cours du fonctionnement du moteur Stirling, est faible par rapport à l'énergie de la pression du gaz.
- le gaz ne subit aucune perte de charge en passant à travers les différents espaces du moteur.

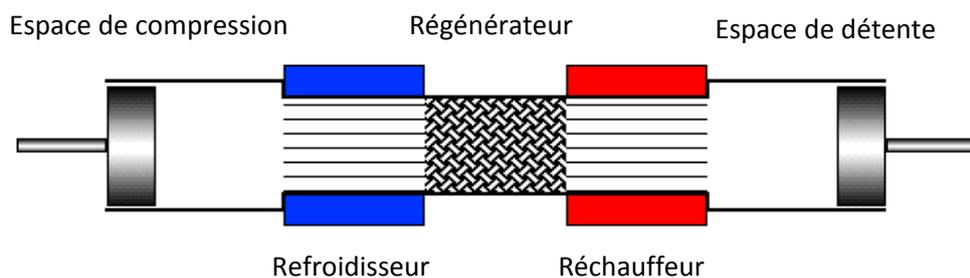


Figure 2.1: Moteur type Alpha.

2.4. Analyse Adiabatique Idéal :

Nous avons considéré un modèle idéal de moteur Stirling dans lequel les espaces de compression et d'expansion ont été maintenus aux températures respectives de refroidissement et réchauffeur. Ceci a mené à la situation paradoxale que ni le réchauffeur ni le refroidisseur n'a contribué n'importe quel transfert thermique net sur le cycle et par conséquent était superflu. Tout le transfert thermique exigé s'est produit à travers les frontières des aires de travail tendront à être adiabatique plutôt qu'isothermes, ce qui implique que la chaleur nette transférée sur le cycle doit être fournie par les échangeurs de chaleurs. Nous considérons ainsi un modèle idéal alternatif pour des moteurs de cycle de Stirling, le modèle adiabatique idéal

Le moteur est configuré comme un modèle de cinq composants relié en série ayant des échangeurs de chaleur parfaitement efficaces (régénérateur compris) Toutefois les espaces de compression et d'expansion sont adiabatiques, dans lesquels aucune chaleur n'est transférée aux environnements. Dans le diagramme suivant nous définissons la nomenclature modèle adiabatique idéale. Ainsi nous avons un simple suffixe (c, k, r, h, e) représentant les cinq cellules, et un double suffixe (ck, kr, rh, he) représentant les quatre interfaces entre les cellules. L'enthalpie est transportée à travers les interfaces en termes de taux d'écoulement m' de la masse et une température ascendante T . les flèches sur les interfaces représentent la direction positive de l'écoulement, arbitrairement définie de l'espace de compression à l'espace d'expansion.

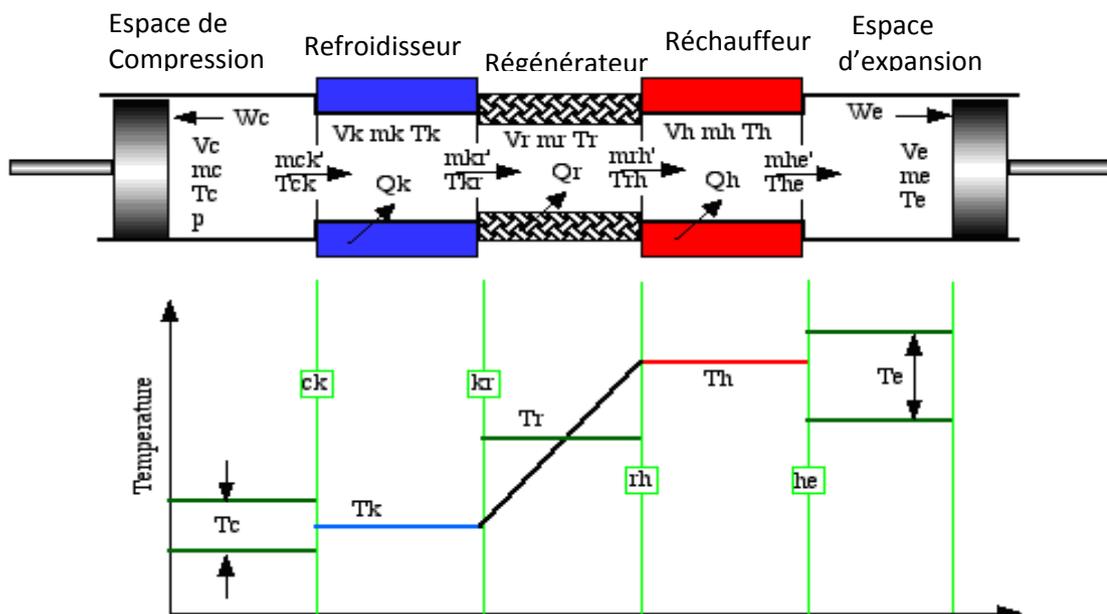


Figure 2.2 : Profil de température du modèle adiabatique.

La notification du diagramme de la distribution de la température et la température dans les espaces de compression et d'expansion ne sont pas constante, mais changent au-dessus du cycle selon la compression et l'expansion adiabatiques produisant dans les aires de travail. Ainsi les enthalpies coulant à travers le ck et he d'interfaces portent les températures ascendantes adjacentes respectives de cellules.

Par conséquent les températures T_{ck} et T_{he} sont fonction de la direction de l'écoulement et sont définies algorithmiquement comme suit :

$$\text{si } m_{ck'} > 0 \text{ puis } T_{ck} = T_c \quad \text{autrement } T_{ck} = T_k$$

$$\text{si } m_{ck'} > 0 \text{ puis } T_{he} = T_h \quad \text{autrement } T_{he} = T_e$$

Dans le modèle idéal il n'y a aucune fuite de gaz. Toute la masse du gaz M dans le système est constante, et il n'y a aucune chute de pression. Par conséquent p n'est pas suffixé et ne représente pas la pression instantanée dans tout le système.

Le travail W est effectué sur les environnements en vertu des volumes variables des aires de travail V_c et V_e , et la chaleur Q_k et Q_h sont transférées à partir de l'environnement externe au gaz fonctionnant dans la cellule de refroidisseur et de réchauffeur, respectivement.

Le régénérateur est extérieurement adiabatique, la chaleur Q_r étant transféré intérieurement à partir de la matrice de générateur au gaz traversant le volume V_r .

2.4.1. Développement de l'ensemble d'équation :

L'approche générale pour résoudre l'ensemble des équations est d'écrire les équations de l'énergie et de l'état à chacune des cellules. Les équations résultantes sont liées en appliquant l'équation de continuité à travers le système entier. Considérons d'abord l'équation d'énergie appliquée à une cellule généralisée qui peut être réduite à une cellule d'aire de travail ou à une cellule d'échangeur de chaleur. L'enthalpie est transportée dans la cellule au moyen d'écoulement de la masse m_i à la température T_i , et hors de la cellule au moyen

d'écoulement de la masse m_o' à la température T_o' . L'opérateur dérivé est dénoté par d ainsi par exemple, dm se rapporte au dérivé de $dm/d\theta$ ou θ est l'angle de cycle

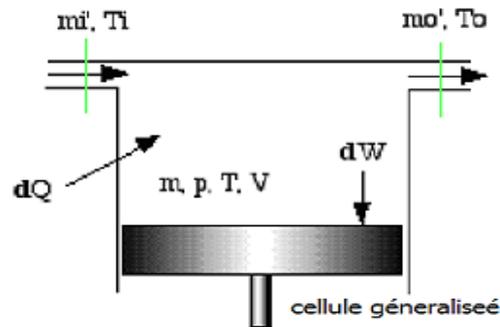


Figure 2.3 Espace de travail.

L'équation d'énergie pour le gaz dans une cellule est donné par :

Taux de transfert thermique vers la cellule	+	L'enthalpie nette transférée vers la cellule	=	Taux de travail fait sur l'environnement	+	Taux d'augmentation d'énergie interne de la cellule
---------------------------------------------	---	----------------------------------------------	---	------------------------------------------	---	-----------------------------------------------------

Mathématiquement ; cela devient :

$$dQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o' m_o') = dW + C_v d(mT) \quad (2.15)$$

C_p et C_v sont les chaleurs spécifiques du gaz à pression constant et volume constant respectivement. Cette équation est la forme classique bien connue de l'équation d'énergie pour un flux non stationnaire dans lequel les termes cinétique et potentiels d'énergie ont été négligés.

Nous supposons que le gaz de travail est idéal .c'est une hypothèse raisonnable pour les moteurs Stirling puisque la gamme de fonctionnement de ces moteur est lion de la gamme de gaz. L'équation d'état de chaque cellule est présentée sous sa forme standard et différentielle comme suit :

$$pV = mRT \quad (2.16)$$

$$dp/p + dV/V = dm/m + dT/T \quad (2.17)$$

Le point de départ de l'analyse est que toute la masse du gaz dans la machine est constante, ainsi :

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (2.18)$$

Remplacer la masse en chaque cellule de la loi idéal de gaz donne

$$p(V_c/T_c + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_e) / R = M \quad (2.19)$$

T_r est égal à la température logarithmique moyenne dans le régénérateur.

$$T_r = (T_h - T_k) / \ln(T_h / T_k) \quad (2.20)$$

La solution de l'équation ci-dessus pour la pression s'écrit

$$p = MR / (V_c/T_c + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_e) \quad (2.21)$$

L'équation différentielle pour la masse est:

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \quad (2.22)$$

Pour toutes les cellules de l'échangeur de chaleur, les volumes et les températures respectifs sont constants, la forme différentielle de l'équation d'état se réduit à :

$$dm/m = dp/p \quad (2.23)$$

$$dm = dp m / p = (dp / R) V / T \quad (2.24)$$

Substitution dans l'équation de masse, on a :

$$dm_c + dm_e + (dp/R)(V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h) = 0 \quad (2.25)$$

Nous souhaitons éliminer dm_c et dm_e dans l'équation ci-dessus a fin d'obtenir une solution explicite dans dp . Considérons l'espace adiabatique de compression ($dQ_c = 0$).

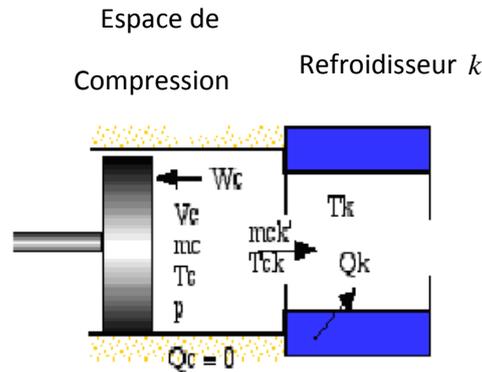


Figure 2.4 : Espace adiabatique de compression.

En appliquons l'équation ci-dessus d'énergie à cet espace nous obtenons :

$$-C_p T_{ck} m_{ck'} = dW_c + C_v d(m_c T_c) \quad (2.26)$$

L'équation de continuité montre que l'accumulation du gaz dm_c est égale à l'apport de masse du gaz donné par $-m_{ck'}$, et la différence du travail du dW_c est donné par pdV_c .

Ainsi :

$$C_p T_{ck} dm_c = pdV_c + C_v d(m_c T_c) \quad (2.27)$$

Substituant les relations idéales

$$pV_c = m_c RT_c \quad (2.28)$$

$$C_p - C_v = R \quad (2.29)$$

$$C_p / C_v = \gamma \quad (2.30)$$

Et après simplification

$$dm_c = (pdV_c + V_c dp / \gamma) / (RT_{ck}) \quad (2.31)$$

De même pour l'espace d'expansion

$$dm_e = (pdV_e + V_e dp / \gamma) / (RT_{he}) \quad (2.32)$$

Remplacer dm_c et dm_e et après simplification, on obtient :

$$dp = \frac{-\gamma p (dV_c / T_{ck} + dV_e / T_{he})}{\left[V_c / T_{ck} + \gamma (V_k / T_k + V_r / T_r + V_h / T_h) + V_e / T_{he} \right]} \quad (2.33)$$

À partir de la forme différentielle de l'équation d'état ci-dessus nous obtenons les relations dT_c et dT_e

$$dT_c = T_c (dp / p + dV_c / V_c - dm_c / m_c) \quad (2.34)$$

$$dT_e = T_e (dp / p + dV_e / V_e - dm_e / m_e) \quad (2.35)$$

En appliquant l'équation de l'énergie à chacune de cellules de l'échangeur de chaleur ($dW = 0, T$ constant) et en remplaçant l'équation d'état pour une cellule d'échangeur de chaleur

$$dm = dp m / p = (dp / R) V / T \quad (2.36)$$

On a :

$$dQ + (C_p T_i m_i - C_p T_o m_o) = C_v T dm = V dp C_v / R \quad (2.37)$$

Ainsi pour les trois cellules des échangeurs de chaleur nous obtenons :

$$dQ_k = V_k dpC_v / R - C_p (T_{ck} m_{ck'} - T_{kr} m_{kr'}) \quad (2.38)$$

$$dQ_r = V_r dpC_v / R - C_p (T_{kr} m_{kr'} - T_{rh} m_{rh'}) \quad (2.39)$$

$$dQ_h = V_h dpC_v / R - C_p (T_{rh} m_{rh'} - T_{he} m_{he'}) \quad (2.40)$$

Notons que les échangeurs de chaleur sont isothermes et le régénérateur est idéal, donc

$$T_{kr} = T_k \text{ et } T_{rh} = T_h \quad (2.41)$$

En fin le travail effectué dans les cellules de compression et d'expansion set donné par :

$$W = W_c + W_e \quad (2.42)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (2.43)$$

$$dW_c = pdV_c \quad (2.44)$$

$$dW_e = pdV_e \quad (2.45)$$

2.4.2. Résumé des équations:

$p = MR / (V_c / T_c + V_k / T_k + V_r / T_r + V_h / T_h + V_e / T_e)$ $dp = \frac{-\gamma p (dV_c / T_{ck} + dV_e / T_{he})}{[V_c / T_{ck} + \gamma (V_k / T_k + V_r / T_r + V_h / T_h) + V_e / T_{he}]}$	PRESSION
$m_c = pV_c / (RT_c)$ $m_k = pV_k / (RT_k)$ $m_r = pV_r / (RT_r)$ $m_h = pV_h / (RT_h)$ $m_e = pV_e / (RT_e)$	MASSE
$dm_c = (pdV_c + V_c dp / \gamma) / (RT_{ck})$ $dm_e = (pdV_e + V_e dp / \gamma) / (RT_{he})$ $dm_k = m_k dp / p$ $dm_r = m_r dp / p$ $dm_h = m_h dp / p$	ACCUMULATIONS DE MASSE
$m_{ck'} = -dm_c$ $m_{kr'} = m_{ck'} - dm_k$ $m_{he'} = dm_e$ $m_{ck'} = m_{he'} + dm_h$	ECOULEMENT DE MASSE
<p><i>si</i> $m_{ck'} > 0$ <i>puis</i> $T_{ck} = T_c$ <i>autrement</i> $T_{ck} = T_k$</p> <p><i>si</i> $m_{ck'} > 0$ <i>puis</i> $T_{he} = T_h$ <i>autrement</i> $T_{he} = T_e$</p>	TEMPERATURES CONDITIONELLES

$dT_c = T_c (dp / p + dV_c / V_c - dm_c / m_c)$ $dT_e = T_e (dp / p + dV_e / V_e - dm_e / m_e)$	TEMPERATURES
$dQ_k = V_k dp C_v / R - C_p (T_{ck} m_{ck'} - T_{kr} m_{kr'})$ $dQ_r = V_r dp C_v / R - C_p (T_{kr} m_{kr'} - T_{rh} m_{rh'})$ $dQ_h = V_h dp C_v / R - C_p (T_{rh} m_{rh'} - T_{he} m_{he'})$ $W = W_c + W_e$ $dW = dW_c + dW_e$ $dW_c = p dV_c$ $dW_e = p dV_e$	ENERGIE

2.4.3. La méthode de solution :

Nous concéderons maintenant la solution des équations développées pour ce modèle.

A cause de la nature non linéaire des équations, nous devons avoir recours à une solution numérique pour leur résolution.

La configuration du moteur spécifique et la géométrie définissent V_c, V_e, dV_c et dV_e comme fonctions analytiques du Crankangle, et la géométrie de l'échangeur de chaleur définit les volumes nuls V_k, V_r, V_h . Le choix du gaz (typiquement air, Hélium ou Hydrogène) spécifie R, C_p, C_v et les conditions d'exploitation spécifient T_k et T_h et donc la température efficace moyenne $T_r = (T_h - T_k) / \ln(T_h / T_k)$. Spécifie la masse totale du gaz M est un problème, L'approche que nous utilisons est spécifique p_{moyen} , la pression du gaz de fonctionnement moyen et alors utiliser l'analyse Schmidt pour évaluer M , bien que le modèle adiabatique idéal soit indépendant de la fréquence du fonctionnement, nous néanmoins le spécifions pour l'évaluer.

Mise à part les paramètres constants, il y a 22 variables dont 16 différentielles dans les équations à résoudre sur un cycle complet ($\theta = [0, 2\pi]$)

$T_c, T_e, Q_k, Q_r, Q_h, W_c, W_e$ - sept différentielles à intégrer numériquement

$W_p, V_c, V_e, m_c, m_k, m_r, m_h, m_e$ - neuf variables analytiques et différentielles

$T_{ck}, T_{he}, m_{ck'}, m_{kr'}, m_{rh'}, m_{he'}$ - six variables conditionnelles de température et de masse (dérives indéterminé)

Nous traitons ce problème comme « un système de flux quasi stationnaire », donc sur chaque intervalle de l'intégration des quatre variables des débits massiques $m_{ck'}, m_{kr'}, m_{rh'}$ et $m_{he'}$ restent constants et il n'y a pas d'effets de l'accélération. Donc la résolution de ce type de problème se traduit par la résolution simultanée d'un ensemble de sept équations différentielles.

L'approche la plus simple pour résoudre un ensemble d'équations différentielles l'en formulant comme un problème de valeur initiale au lieu d'un problème au limite.

Les équations sont intégrées depuis un état initial sur un cycle complet. Le problème de la valeur initiale peut être affirmé dans les termes simples, Posons le vecteur Y représentant les sept variables inconnues, donc $Y[T_c]$ est la température de l'espace de la compression et $Y[T_e]$ est le travail dans l'espace d'expansion ; et ainsi de suite.

Supposons Y donné à une condition initiale $Y(\theta = 0) = Y_0$ et l'ensemble correspondant à dY évaluée à $dY = F(\theta, Y)$. Calculons l'inconnu $Y(\theta)$ qui satisfait les conditions initiales. Une solution numérique à ce problème est accomplie en calculent les valeurs des dérivés à θ_0 et procéder en augmentant de $\Delta\theta_0$ la valeur de θ_0 . Donc la solution est composée d'une série de petite segments constants qui se rapprochent à la courbe $Y(\theta)$ réelle. Parmi le grand nombre de méthodes disponible pour résoudre des problèmes de valeur initiale ; la méthode Runge-Kutta du quatrième ordre est fréquemment utilisée.

Pour développer notre méthode spécifique de solution du problème de valeur initiale, nous avons présenté deux études du cas dans le langage « MATLAB ». Nous n'utilisons pas les fonctions intrinsèques C pour résoudre des équations différentielles.

Malheureusement le modèle adiabatique idéal n'est pas un problème de valeur initiale, mais est un problème de valeur limite. Nous ne savons pas les valeurs initiales de l'espace de travail telles les températures T_c et T_e qui résultent de la compression et l'expansion adiabatique. La seule certitude que nous

avons quant au correct de ces valeurs est leurs valeurs à la fin du cycle devraient être égale à leur valeurs au début du cycle.

Cependant, le système peut être formulé comme un problème de la valeur initiale en assignant sur les conditions initiales arbitraires à cause de sa nature cyclique, et en intégrant les équations à travers plusieurs cycles jusqu'à ce qu'un état stationnaire cyclique ait été atteint. C'est équivalent à l'opération de la préparation « transitoire » d'une machine réelle.

L'expérience a montré que la mesure la plus sensible de convergence est l'état stationnaire cyclique. Q_r à la fin du cycle qui devrait être zéro. Les températures des espaces de l'expansion et de compression sont donc initialement spécifiées à T_h et T_k respectivement.

Les systèmes d'équations peuvent être résolus alors à travers autant de cycles que nécessaire pour atteindre l'état stationnaire cyclique. Pour la plupart des configurations, les cycles seront suffisants pour convergence entre cinq et dix itérations.

2.5. Conclusion :

Une modélisation générale sur le moteur Stirling a été présentée, Il s'agit alors d'estimer la puissance mécanique à partir de différentes types de modélisation, la méthode couplée est la plus compliqués, les résultats obtenu par la méthode découplée sont bons par-rapport aux donnes expérimentales.

CHAPITRE 3

ETUDE PARAMETRIQUE

3.1. Introduction :

L'étude effectuée sur le moteur Stirling consiste à déterminer l'influence des paramètres de fonctionnement sur la puissance théorique du moteur Stirling, tel que la température de la source chaude et celle de la source froide, le volume de cylindre de puissance, le volume de cylindre chaud, le volume mort de compression et de détente, la pression moyenne du moteur et la vitesse de rotation.

En fin déterminer la variation des performances en fonction d'angle de rotation ainsi que la variation de la pression en fonction du volume.

3.2. Description du moteur Stirling à étudier :

Le moteur Stirling à étudier est un moteur de petit modèle type gamma nommé FIZGIG, ses caractéristiques géométriques principales et ces paramètres de fonctionnement sont représentées en annexe A, ce moteur est étudié avec la modélisation adiabatique idéal.

Nous présentons ci-dessous le module appelé IDEAL correspond à la résolution des systèmes d'équation obtenus par l'analyse adiabatique idéale décrite au chapitre 2. Il a pour faire une évaluation des différentes grandeurs mécaniques et thermodynamique.

- Les volumes de détente et de compression
- Les températures des espaces de détente et de compression
- La pression moyenne de fonctionnement.

3.3. Etude paramétrique :

3.3.1. Influence d'augmentation du volume de compression :

Les conditions d'étude sont, une vitesse de rotation constante $N=600$ tr/min. une pression de 1bar, un déphasage de 90° entre le piston de puissance et le piston déplaceur, les températures de la source chaude et la source froide sont égal $850K^\circ$ et $320K^\circ$ respectivement, le volume de détente est de $62,4cm^3$.

La variation de la puissance en fonction du volume de compression est représentée par la figure 3.1 On peut constater que la variation de la puissance est proportionnelle à la variation du volume de compression,

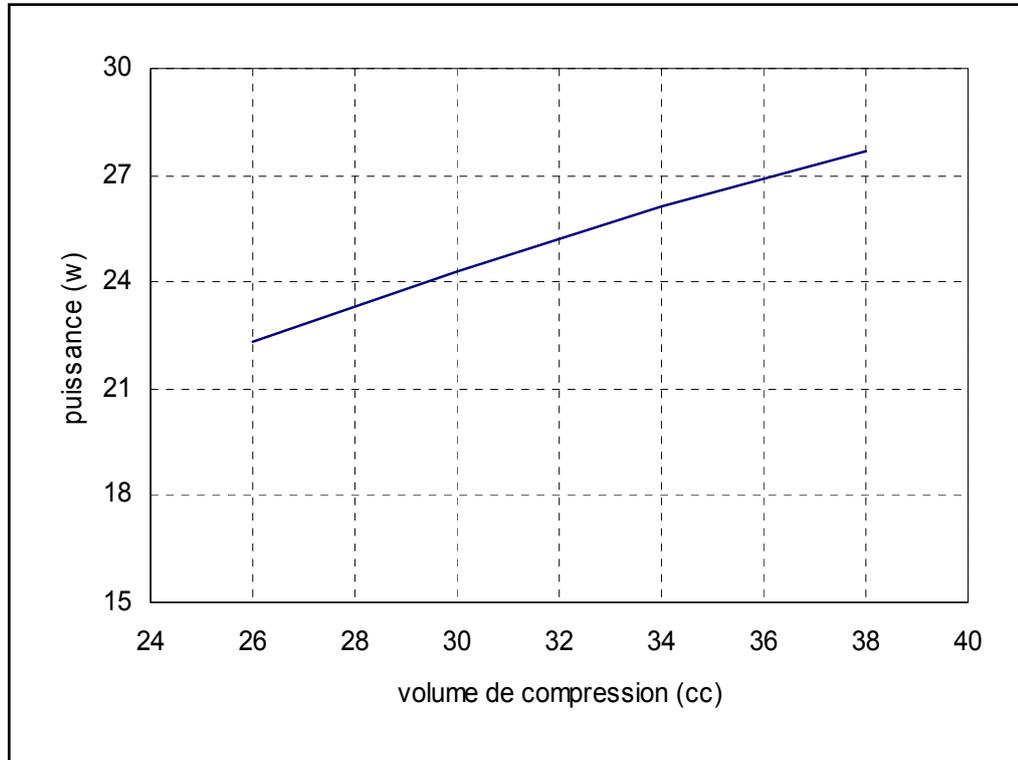


Figure 3.1 : diagramme de la puissance en fonction du volume de compression.

3.3.2. Influence d'augmentation du volume de détente :

Les conditions d'étude sont, une vitesse de rotation constante $N=600 \text{ tr/min}$. une pression de 1bar, un déphasage de 90° entre le piston de puissance et le piston déplaceur, la température de la source chaude et la source froide sont égal 850K° et 320K° respectivement, le volume de compression est de $30,4\text{cm}^3$.

La figure 3.2 illustre la puissance en fonction du volume de détente et on peut remarquer que L'augmentation de volume d'expansion implique une augmentation de puissance.

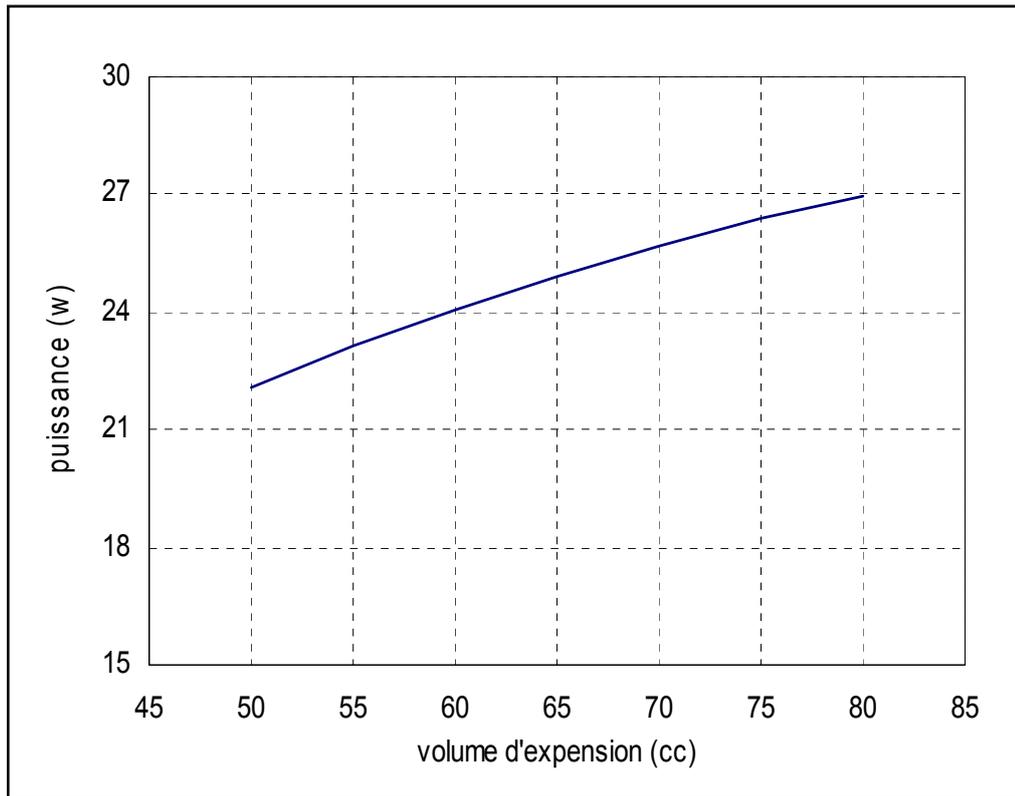


Figure 3.2 : diagramme de la puissance en fonction du volume de détente.

3.3.3. Influence d'augmentation du volume mort de compression :

Dans la conception des moteurs Stirling cinématique, le choix des volumes mort de compression et de détente n'est pas arbitraire.

La relation entre la puissance et le volume mort de compression est représentée dans la figure 3.3 avec les données suivantes :

- Une vitesse de rotation constante $N=600 \text{ tr/min}$.
- une pression de 1bar.
- un déphasage de 90° entre le piston de puissance et le piston déplaceur.
- la température de la source chaude et la source froide sont égal 850K° et 320K° respectivement.
- le volume de compression est de $30,4\text{cm}^3$ et le volume d'expansion de $62,4\text{cm}^3$.

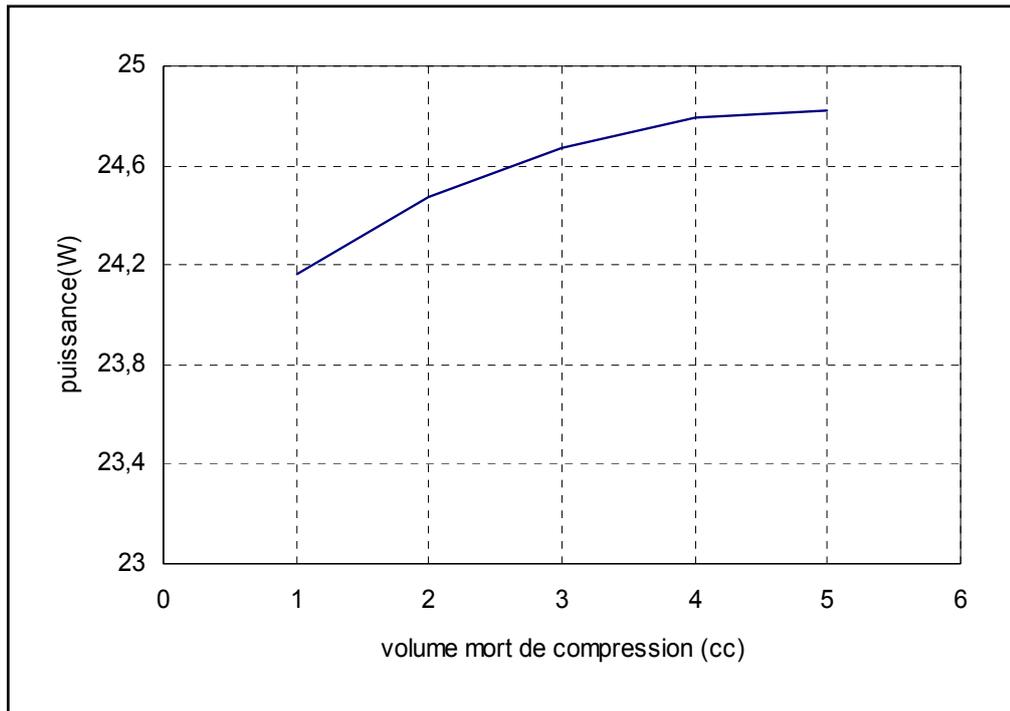


Figure 3.3 : diagramme de la puissance en fonction du volume mort de compression.

3.3.4. Influence d'augmentation du volume mort de détente :

La relation entre la puissance et le volume mort de détente est représentée dans la figure 4.4.

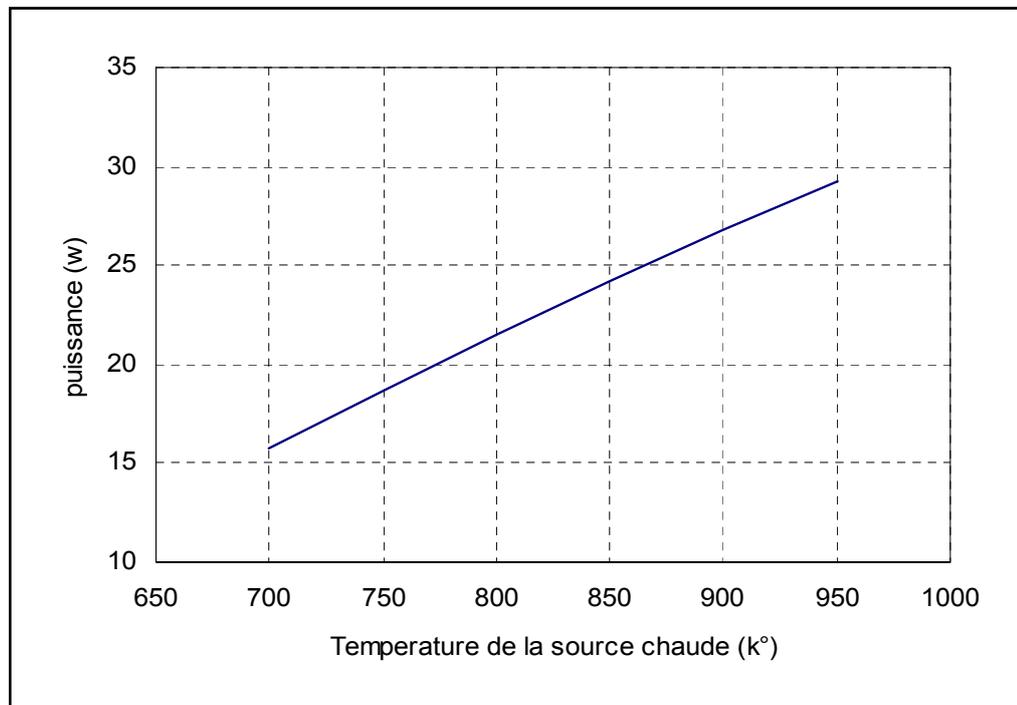


Figure 3.4 : diagramme de la puissance en fonction du volume mort de détente.

3.3.5. Influence d'augmentation température chaude :

La figure 3.5 Montre la variation de la puissance en fonction de la variation de la température de la source chaude.

Les conditions de la simulation sont comme suite :

Une vitesse de rotation constante $N=600 \text{ tr/min}$. une pression de 1bar, un déphasage de 90° entre le piston de puissance et le piston déplaceur, la température de la source froide est égal à 320K° , le volume de compression est de $30,4\text{cm}^3$ et le volume d'expansion de $62,4\text{cm}^3$.

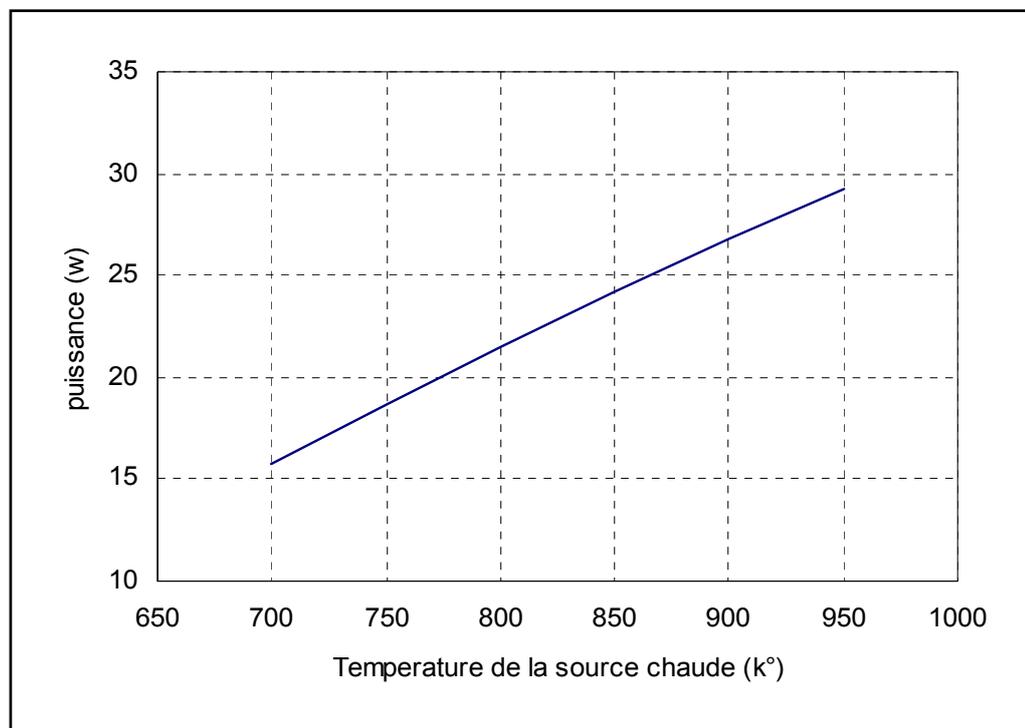


Figure 3.5 : diagramme de la puissance en fonction de la température chaude.

L'influence de la température de la source chaude sur la puissance du moteur est une relation linéaire. Plus la température augmente plus la puissance augmente ce qui rend le moteur plus performant. Cette augmentation est conditionnée par la présence des matériaux résistants aux hautes températures.

3.3.6. Influence d'augmentation de la température froide :

On garde les mêmes paramètres précédents avec une température chaude égale à 850K° et on change la température de la source froide.

La figure 3.6 représente l'influence de la variation de la température de la source froide sur la puissance du moteur.

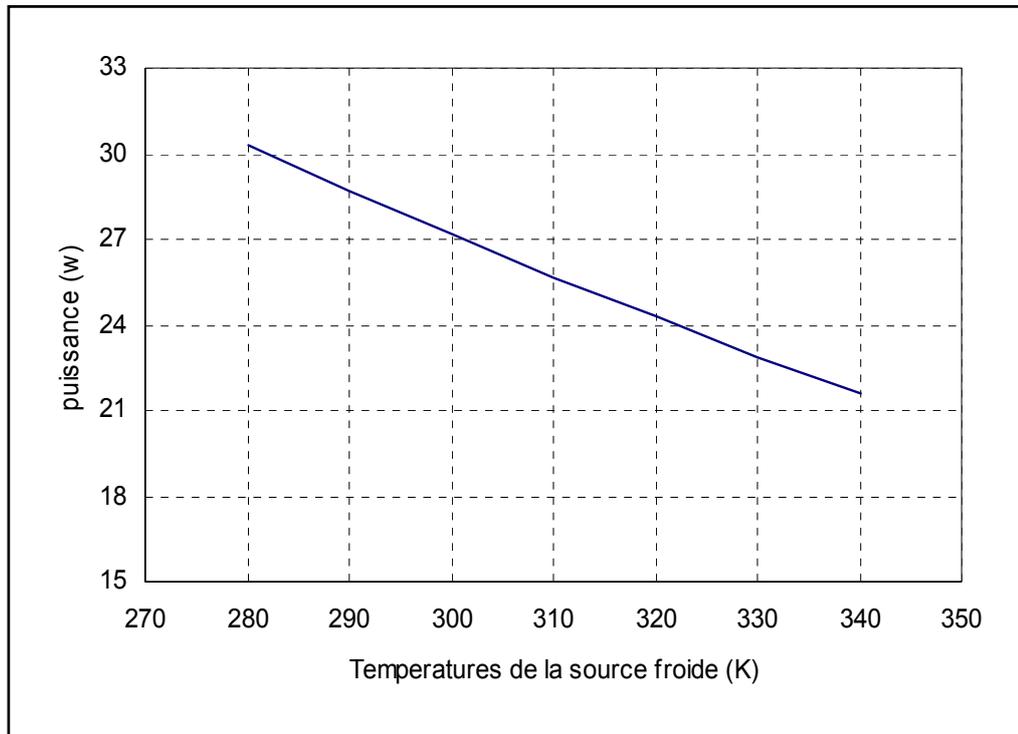


Figure 3.6 : diagramme de la puissance en fonction de la température froide.

On peut constater que la variation de la puissance du moteur Stirling est inversement proportionnelle à la variation de la température de la source froide.

3.3.7. Influence d'augmentation de la pression :

Pour montrer l'influence de l'augmentation de la pression sur la puissance du moteur, on garde toutes les données telles que les volumes, les températures chauds et froids, la vitesse de rotation et le déphasage. Puis on fait varier les valeurs de la pression.

Les résultats sont représentés dans la figure 3.7. On remarque que la fonction $P_{ui} = f(p)$ est une fonction linéaire qui signifie l'existence d'une relation proportionnelle entre la puissance du moteur et la pression moyenne. Quand la pression augmente la puissance augmente.

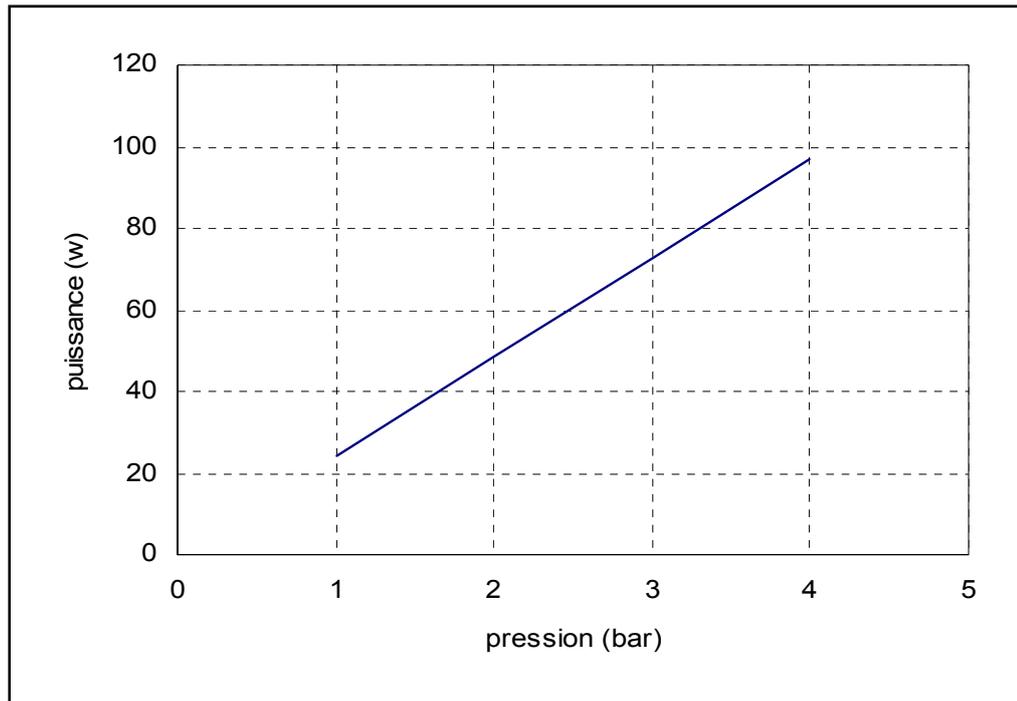


Figure 3.7 : diagramme de la puissance en fonction de la pression.

3.3.8. Influence de la variation de la vitesse de rotation :

La variation de la puissance du moteur en fonction de la vitesse de rotation est représentée dans la figure 3.8.

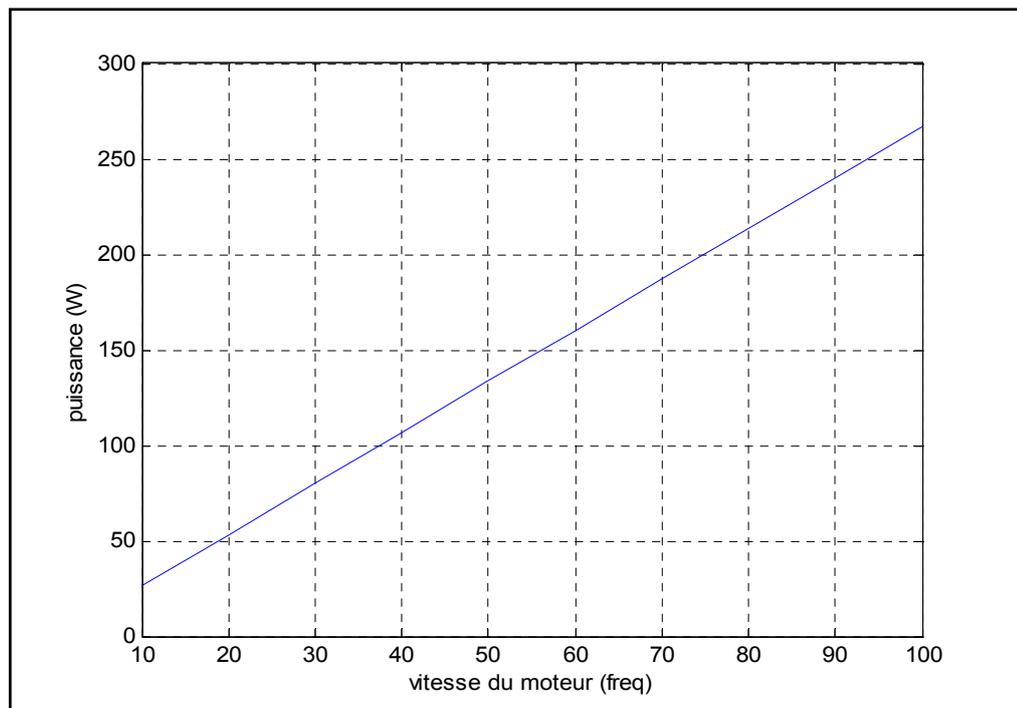


Figure 3.8 : diagramme de la puissance en fonction de la vitesse de rotation.

L'augmentation de la vitesse de rotation provoque une augmentation de la puissance.

3.4. Application des paramètres choisis:

Les performances obtenues dans notre étude paramétriques nous permettent de choisir approximativement les caractéristiques géométriques et les paramètres de fonctionnement de notre moteur qui sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Température de la source chaude	850K°
Température de la source froide	320K°
Volume balayé de l'espace de compression	30,4cm ³
Volume balayé de l'espace d'expansion	62,4cm ³
Volume mort de l'espace de compression	2,1cm ³
Volume mort de l'espace d'expansion	4,35 cm ³
Pression moyenne	1bar
Vitesse de rotation	600r/ min
Déphasage entre les deux pistons	90degrés

Tableau 3.1: Paramètres de fonctionnement du moteur.

3.4.1. Diagramme (P, V) du moteur Stirling :

La figure 3.9 représente le diagramme indicateur de la pression en fonction du volume du moteur.

L'aire du diagramme PV représente le travail fournit par le moteur qui n'est que la somme des deux travaux celui de la compression et celui de la détente.

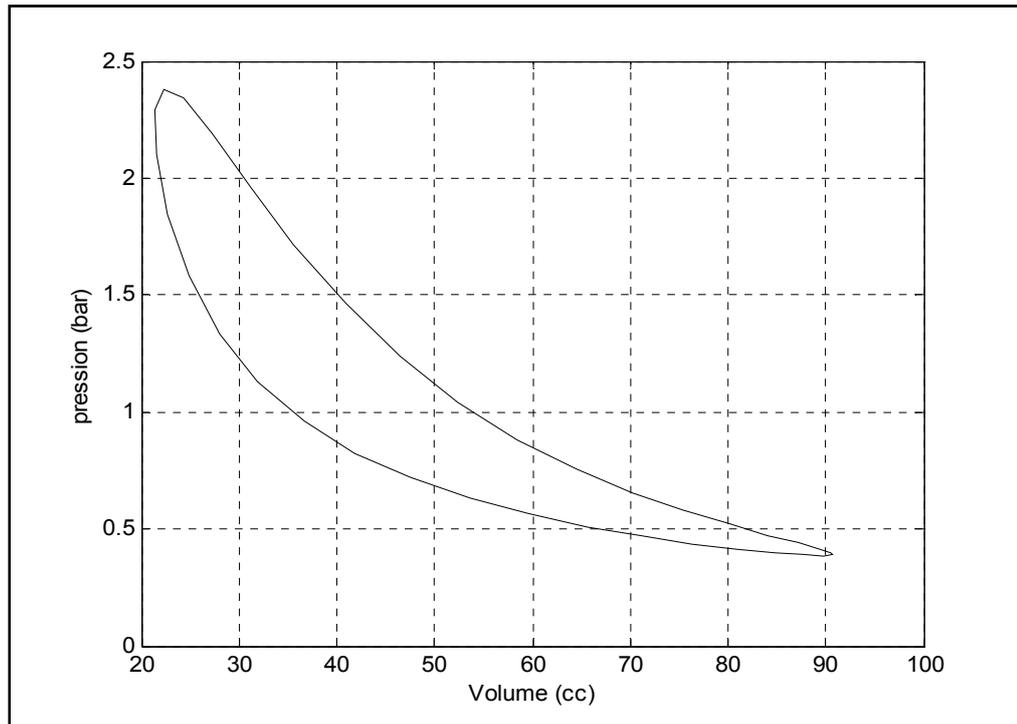


Figure 3.9 diagramme indicateur (P,V)

3.4.2. Diagrammes (P,V_e) , (P,V_c) :

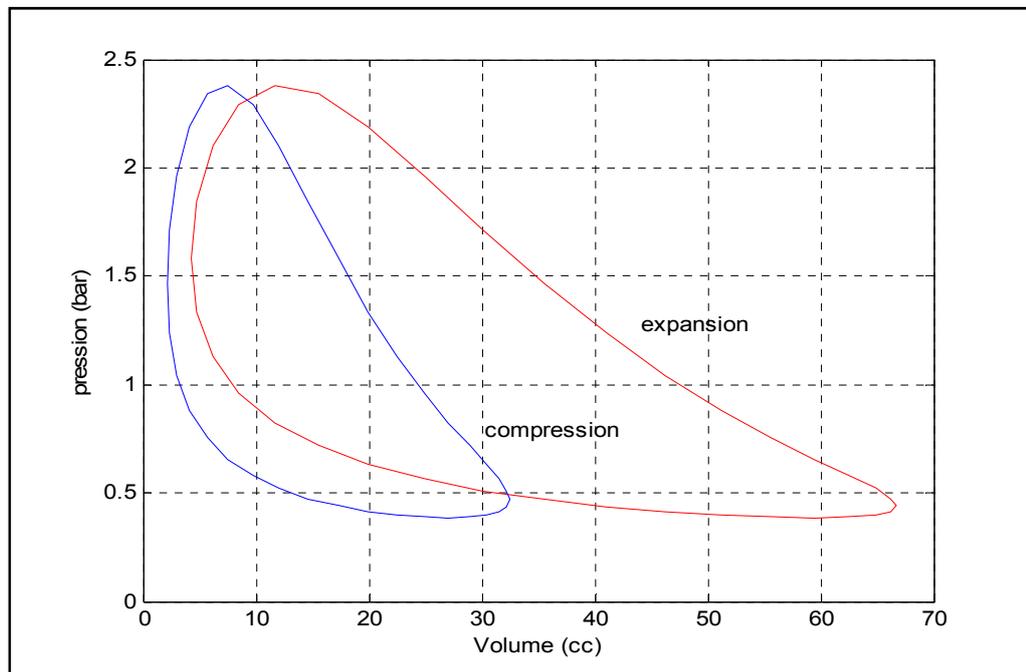


Figure 3.10 : diagrammes indicateurs $(p,V_e)(p,V_c)$

On remarque que le diagramme (p,V_c) est plus large que le diagramme (p,V_e) ce-ci est traduit par le fait qu'on a un travail de compression supérieur à celui de détente.

3.4.3. L'évolutions des volumes en fonction de l'angle de rotation :

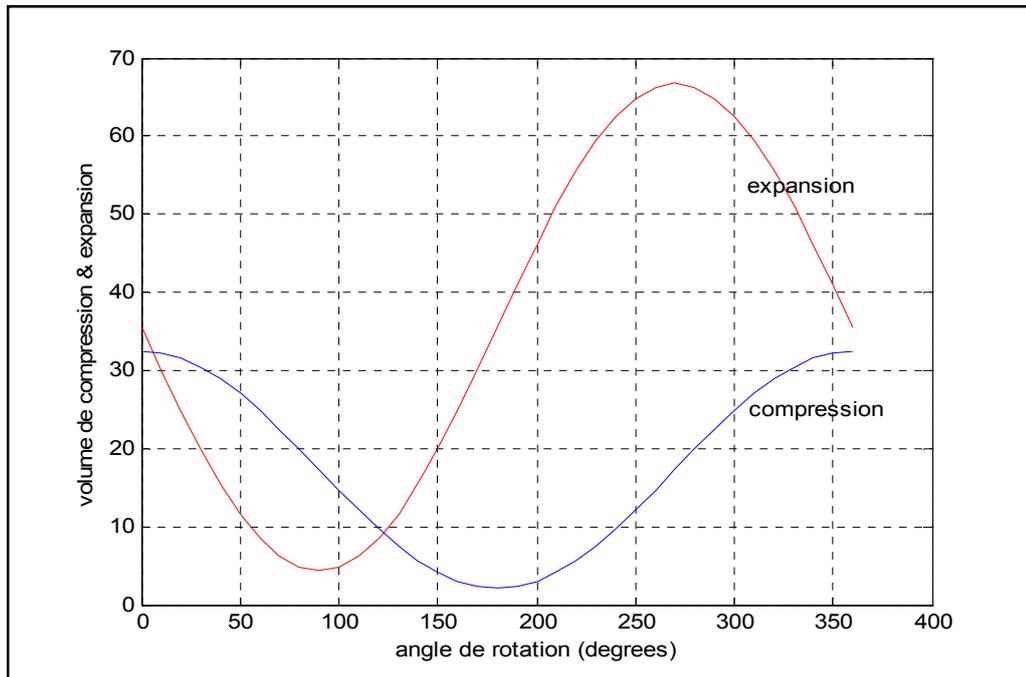


Figure 3.11 : Les évolutions des volumes en fonction d'angle de rotation.

3.4.4. Evolution de la pression en fonction de l'angle de rotation :

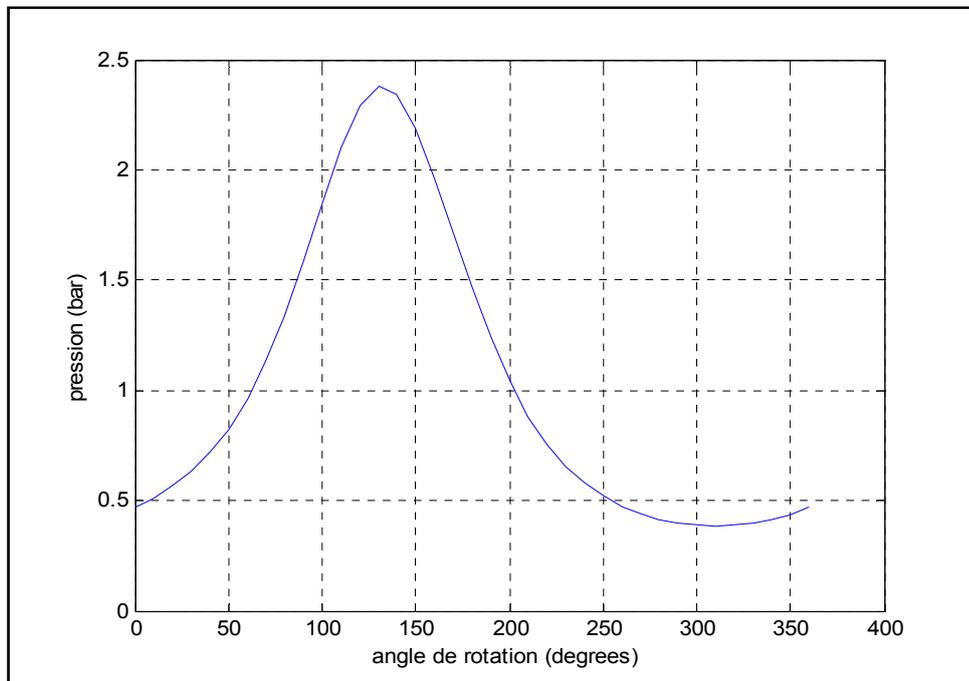


Figure 3.12 : Evolution de la pression en fonction de l'angle de rotation.

3.4.5. La variation des températures en fonction de l'angle de rotation :

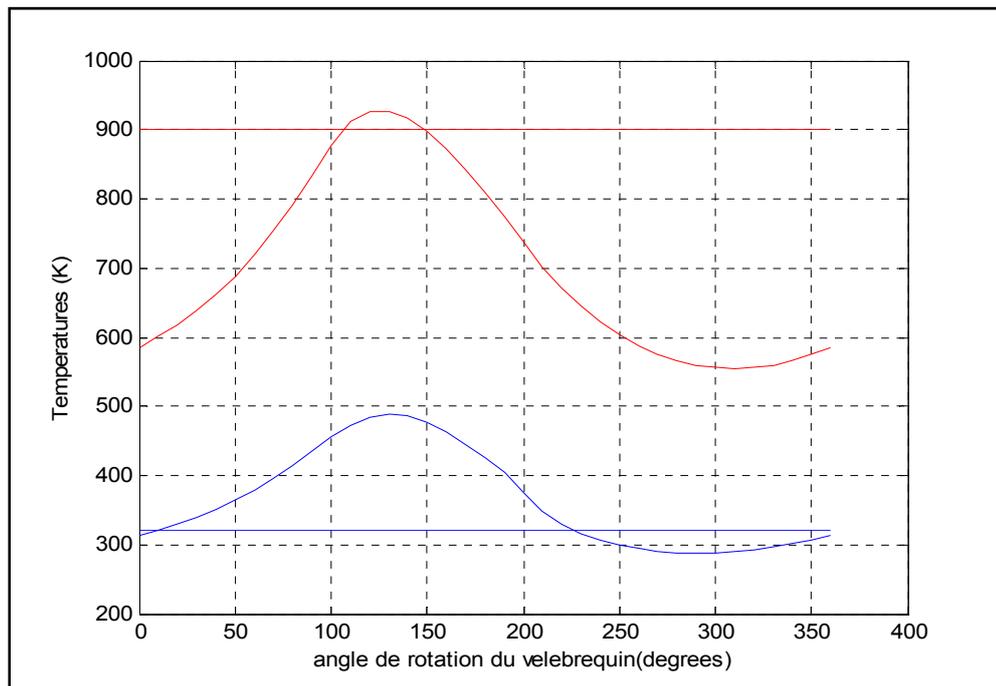


Figure 3.13 : Les évolutions des températures en fonction de l'angle de rotation

3.4.6. Travail mécanique fourni par le moteur :

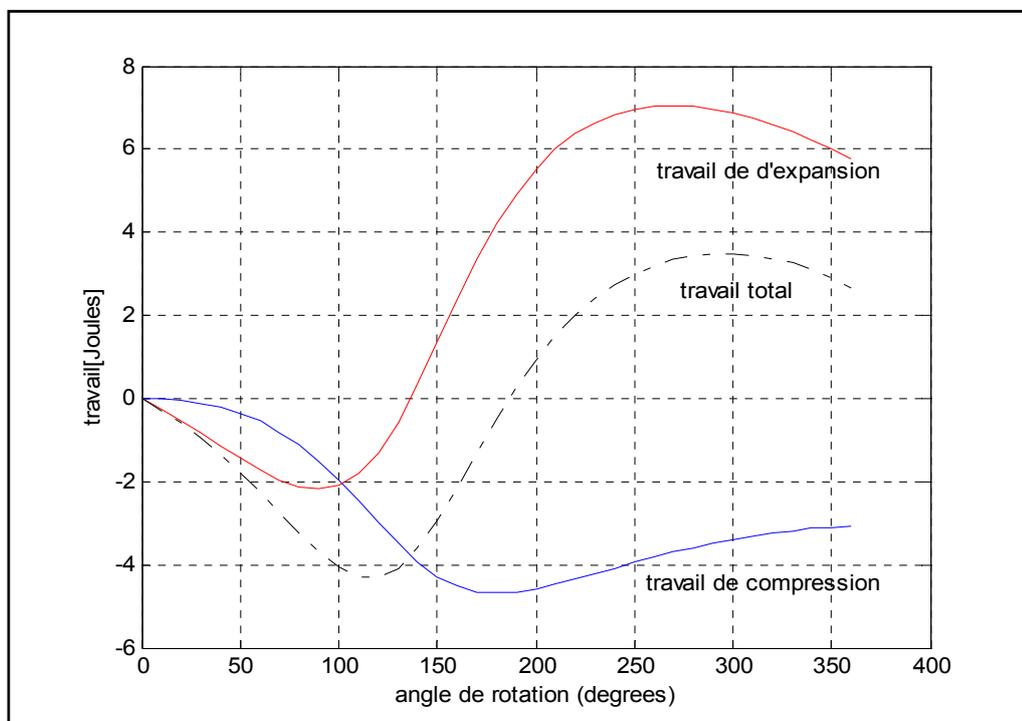


Figure 3.14 : l'évolution du travail mécanique.

3.4.7. Quantité de chaleur en fonction de l'angle de rotation :

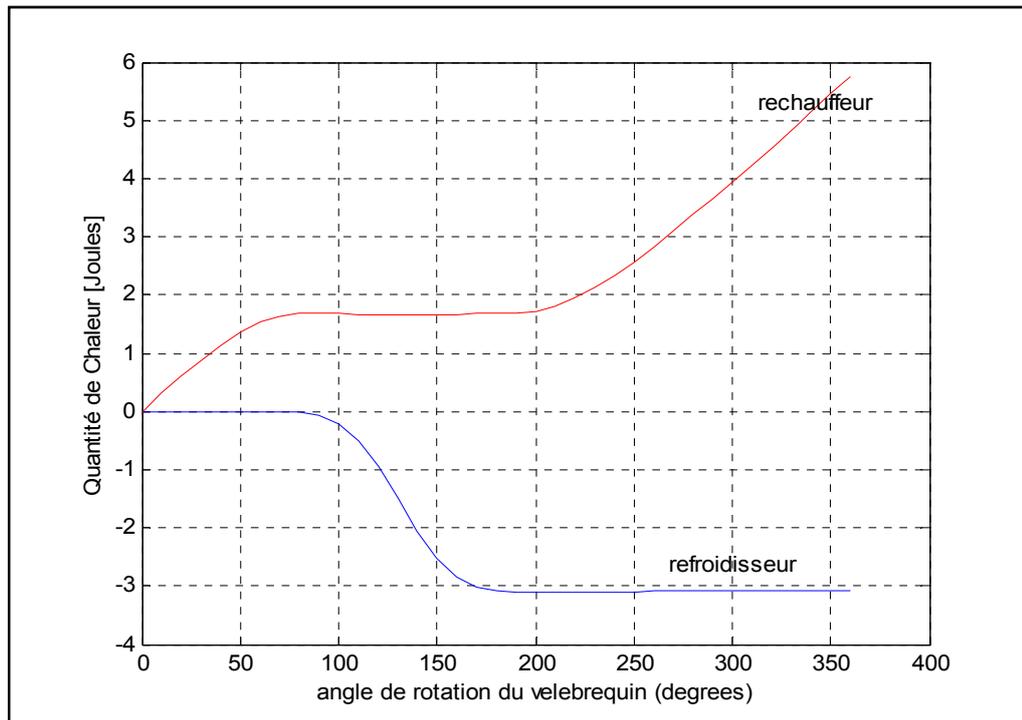


Figure 3.15 : les évolutions des quantités de chaleur dans le moteur.

3.5. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié l'influence de changement des paramètres géométriques et des paramètres de fonctionnements du moteur sur leurs performances, en fin nous avons choisi les données de base pour les utiliser pour réaliser ce moteur dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 4

DIMENSIONNEMENT ET REALISATION D'UN MODULE MOTEUR STIRLING-CONCENTRATEUR

4.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présenterons les différentes étapes de dimensions du moteur Stirling type gamma tel que le piston et le cylindre de puissance, le déplaceur et le cylindre de détente, la course des deux pistons du moteur.

Notre travail a été réalisé au niveau des ateliers d'usinage mécanique du département mécanique d'université de Blida

4. 2. Cylindre et piston de puissance :

4.2.1. Choix des matériaux :

4.2.1.1. Le Piston :

Le mouvement du piston de puissance est un mouvement de translation (oscillatoire), entraîne une inertie relative à la masse du piston. L'accroissement de la masse conduit à augmenter l'inertie entraînant ainsi un effet néfaste sur le fonctionnement du moteur, pour cela on a procédé au choix du métal léger, parmi les métaux légers nous avons choisis l'aluminium car il est disponible, moins cher et facile à usiner

4.2.1.2. Le Cylindre :

Le cylindre de puissance est réalisé en bronze pour éviter la détérioration de matière du piston de puissance.

4.2.2. Dimensionnements :

4.2.2.1. Le Piston :

On propose un piston carré sans segments. Le piston choisi est de 30mm de diamètre et de 30mm de longueur.

$$D_{pc} = 30mm$$

$$L_{pc} = 30mm$$

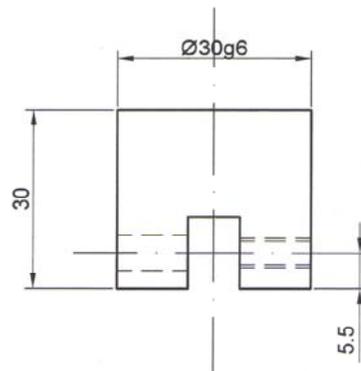


Figure 4.1 : Piston de puissance.

Calcul de la course du piston de puissance :

D'après les données choisies dans le chapitre précédent, le volume balayé de l'espace de compression est de 30cm^3 , donc

$$V_c = A_{pc} \times S_c \quad (4.1)$$

$$S_c = V_c / A_{pc} = V_c / (\pi \times D_{pc}^2 / 4) \quad (4.2)$$

$$S_c = 42\text{mm} \quad \text{On prendre une course de 40mm alors } S_c = 40\text{mm}$$

Ou :

S_c Course du piston de compression ;

A_{pc} Surface du piston de compression ;

V_c Volume de compression ;

D_{pc} Diamètre de piston de compression.

4.2.2.2. Le Cylindre :

Le diamètre intérieur de cylindre de puissance est égal au diamètre du piston de puissance de 30mm, pour éviter la déformation de la pièce pendant l'usinage on prendre la valeur du diamètre extérieure égale à 36mm.

$$D_{ecc} = 36\text{mm}$$

$$D_{icc} = D_{pc} = 30\text{mm}$$

D_{pc} Diamètre du piston de compression ;

L_{pc} Longueur du piston de compression ;

D_{ec} Diamètre ext du cylindre de compression ;

D_{ic} Diamètre int du cylindre de compression.

Calcul de la longueur de cylindre de puissance :

$$L_c = L_{pc} + S_c + X_c \quad (4.3)$$

Avec $X_c = 3\text{mm}$

$$L_c = 30 + 40 + 3 \quad \text{Alors } L_c = 73\text{mm}$$

X_c La longueur de l'espace mort de compression ;

L_c Longueur de cylindre de puissance.

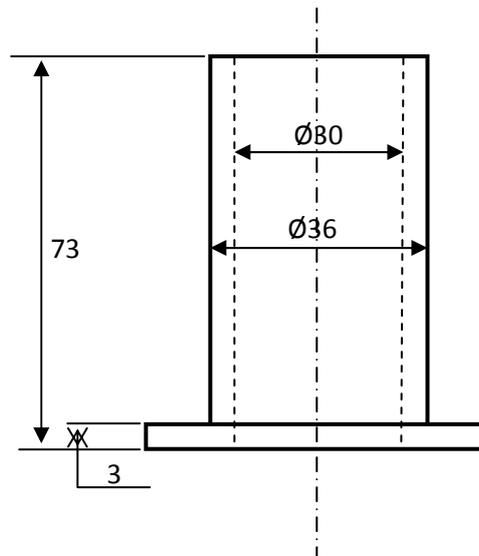


Figure 4.2 : Cylindre de puissance.

4.3. Cylindre et piston déplaceur :

4.3.1. Choix des matériaux :

4.3.1.1. Le Piston :

Le piston déplaceur proposé est un piston vide à l'intérieur faire déplacer l'air entre l'espace chaud et l'espace froid pendant le fonctionnement du moteur, leur mouvement consomme une énergie relative a son poids, c'est la raison qu'on utilise un métal léger a fin d'obtenir un piston léger.

Parmi les métaux les plus légers et disponibles on trouve l'aluminium.

4.3.1.2. Le Cylindre :

Le cylindre de puissance est réalisé en acier ordinaire, car sa température de fonctionnement est très élevée (environ de 800 C°).

Le cylindre est composé de trois pièces :

- cylindre en acier ordinaire
- couvercle en acier de 5mm d'épaisseur.
- support en acier pour fixer le cylindre sur la culasse.

4.3.2. Dimensionnement :

Dans notre proposition le volume de l'espace de détente égale environ le double de l'espace de compression et la course du piston déplaceur égale à celle du piston de puissance.

4.3.2.1. Le Cylindre :

On propose une course du piston déplaceur égale à la course du piston de puissance

$$\text{Alors } S_e = S_c = 40\text{mm}$$

Calcul de diamètre de cylindre déplaceur

$$V_e = (\pi \times D_{ie}^2 / 4) \times S_e \quad (4.4)$$

$$\text{onc } D_{ie} = \sqrt{\frac{4V_e}{\pi S_e}} = 42,4\text{mm} = 42,4\text{mm} \quad (4.5)$$

On prendre $D_{ie} = 43\text{mm}$

V_e Volume d'expansion ;

S_e Course du piston d'expansion ;

D_{ie} Diamètre intérieur de cylindre d'expansion.

Pour assurer un bon transfert de chaleur entre les parois de cylindre déplaceur, nous avons diminué son épaisseur jusqu'au 1 mm.

Alors

$$D_{ee} = D_{ie} + 2 = 43 + 2 = 45\text{mm} \quad (4.6)$$

$$D_{ee} = 45\text{mm}$$

D_{ee} Diamètre extérieur de cylindre d'expansion.

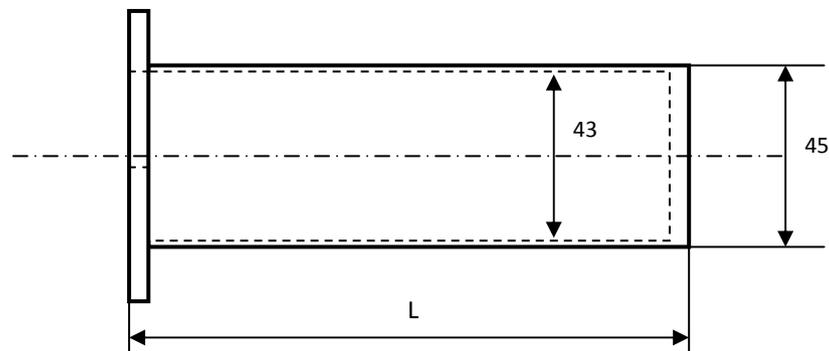


Figure 4.3 : Cylindre chaud.

4.3.2.2. Le Piston :

Pendant le fonctionnement du moteur Stirling type gamma, l'air passe entre l'espace chaud et l'espace froid à travers un jeu de 1 à 2mm existe entre le cylindre et le piston déplaceur.

Dans notre cas on prendre un jeu de $j = 1,5mm$

Donc

$$D_{pe} = D_{ie} - 2 \times j = 43 - 2 \times 1,5 = 40mm \quad (4.7)$$

$$D_{pe} = 40mm$$

D_{pe} Diamètre de piston déplaceur.

j Le jeu entre le piston et le cylindre déplaceur.

Calcul de la longueur du piston déplaceur

Quand le piston déplaceur déplace entre le PMH et le PMB il doit assurer le transfert total du gaz entre l'espace de chaud et l'espace de froid, pour cela on donne une sur longueur pour le piston déplaceur à fin de garantir la séparation de la source chaude et la source froide.

On suppose que la longueur de cette séparation égale à la moitié de la course de déplaceur.

Danc :

$$L_{pe} = S_e + 1/2S_e \quad (4.8)$$

$$L_{pe} = 60mm$$

L_{pe} Longueur piston déplaceur.

Calcul de la longueur du cylindre déplaceur

$$L_{ce} = L_{pe} + S_e + X_e + 1 = 104mm \quad (4.9)$$

L_{pe} Longueur cylindre déplaceur.

4.4. Système bielle- manivelle piston de puissance :

4.4.1. La bielle :

La bielle est la pièce mécanique dont une extrémité est liée au piston par l'axe de piston et l'autre extrémité au maneton du vilebrequin. Elle permet la

transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin.

La bielle se compose de trois parties :

Le pied relié à l'axe du piston, soit généralement avec une bague bronze, emmanchée à force, soit dans certains cas avec une bague à aiguilles.

Dans notre cas la bague est réalisé en bronze et monté par pression.

Le corps est la partie comprise entre le pied et la tête. Il est de section en forme de "H" ou "I" pour résister aux divers efforts de compression et de traction et pour éviter ainsi le flambage. La section de la bielle choisi pour le moteur a réaliser est une section en forme de "I" car les efforts de compression et de traction ne sont pas importants.

La tête de bielle qui tourne sur le maneton du vilebrequin est coupée dans un plan perpendiculaire à l'axe de la bielle pour permettre la pose des coussinets et son montage sur le maneton du vilebrequin. La partie inférieure qui vient coiffer le maneton est appelée chapeau. Ce dernier est généralement fixé par des boulons et des écrous auto-serreurs. La coupe peut être droite ou oblique par rapport à l'axe de la bielle.

Notre bielle est une bielle a dimensions très petits, leur système de montage et démontage sur le maneton du vilebrequin ne nécessite pas de couper la tête car le coussinet est remplacé par une bague en bronze monté sur la tête au moyenne d'une presse mécanique pour assurer un meilleur collage.

4.4.1.1. Matière de la bielle :

La bielle est en acier très résistant au nickel-chrome, parfois en acier mi-dur au carbone. On utilise également des bielles en alliage d'aluminium sur les moteurs poussés, en raison de sa grande légèreté.

4.4.1.2. Dimensionnement :

La longueur de la bielle désigne la distance entre l'axe de la tête et l'axe du pied, elle est comprise entre 1.7 et 2.5 fois la course

La course de piston puissance égale à 40mm alors la longueur de la bielle est comprise entre 68 et 100mm,

On choisir une bielle de longueur de 85 mm.

$$L_{bc} = 85mm$$

L'épaisseur de la bielle réalisée est de 3mm

$$Ep_{bc} = 3mm$$

Ep_{bc} Epaisseur de la bielle de puissance ;

L_{bc} La longueur de la bielle de puissance.

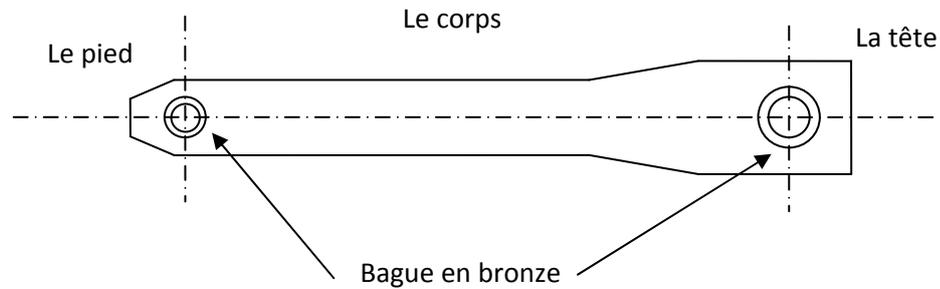


Figure 4.4 : bielle de puissance.

4.4.2. Vilebrequin :

Le vilebrequin est la manivelle qui reçoit la poussée de la bielle et fournit un mouvement rotatif à partir du mouvement alternatif du piston.

La force exercée par la bielle applique au vilebrequin un couple qui se retrouve au bout de celui-ci sous forme de couple moteur. A l'extrémité du vilebrequin, le couple moteur est utilisé pour entraîner le poulet moteur accouplé par courroies avec un générateur électrique (dynamo ou alternateur),

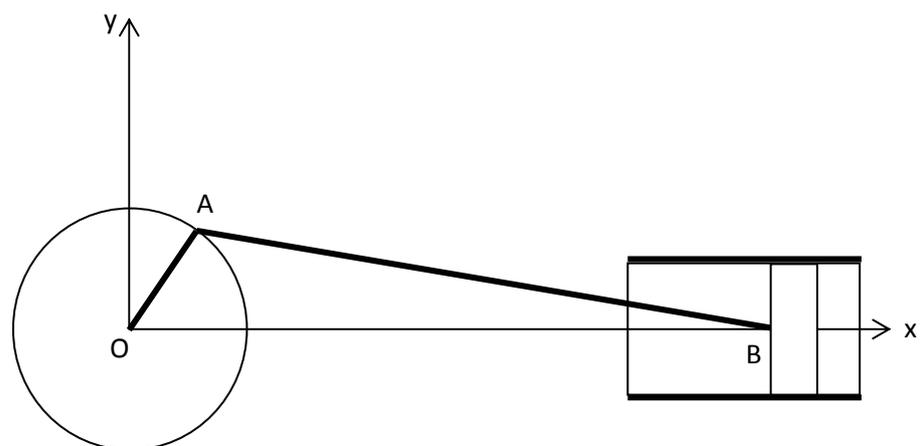


Figure 4.5 : Système bielle manivelle piston de puissance.

La roue de centre O et la manivelle OA de longueur (oa) qui lui est solidaire, tournent à la vitesse angulaire constante W autour de l'axe (Oz) fixe. La bielle (AB) est assimilable à une tige de longueur b dont l'extrémité B parcourt l'axe (Ox) .

$$S_c = 2 \times AO \quad (4.10)$$

$$AO = S_c / 2 = 40 / 2 = 20 \text{ mm}$$

Donc le rayon manivelle est de 20 mm .

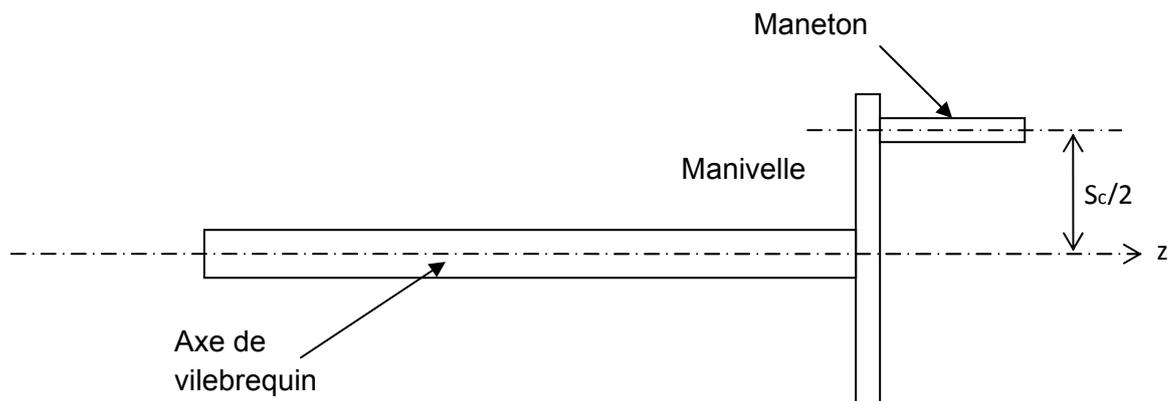


Figure 4.6 : Vilebrequin.

4.5. Système bielle- manivelle piston déplaceur :

4.5.1. Bielle :

C'est une bielle identique à celle de la bielle du piston de puissance possède une bague en bronze dans sa tête et une autre dans son pied,

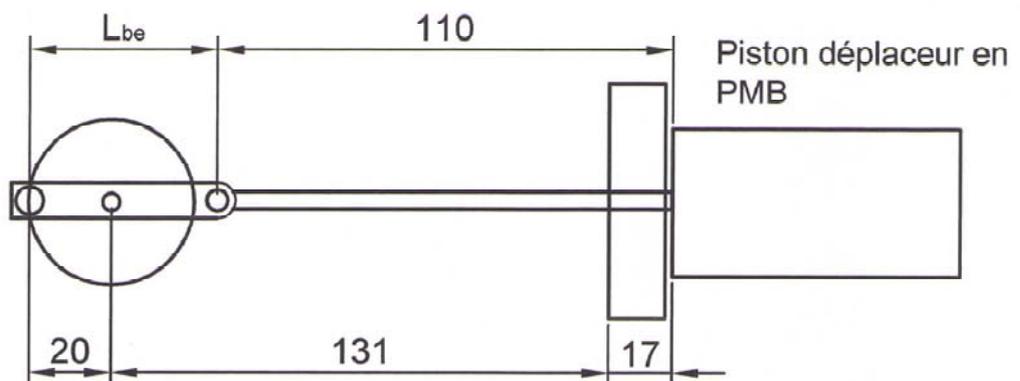


Figure 4.7 : Système bielle manivelle piston déplaceur.

Calcul de la longueur de la bielle :

D'après la figure 4.8, le piston déplaceur se trouvant dans sa position bas PMB. Le dimensionnement du système bielle-manivelle et du piston de puissance nous permettent de calculer l'entraxe (*ent*) entre l'axe du vilebrequin et la culasse du moteur.

$$ent = 131mm$$

- La longueur de la tige du piston déplaceur = 110mm.
- La largeur de la culasse = 16mm.
- La distance entre le déplaceur en PMB et la culasse = 1mm.

De ce fait :

$$L_{be} + 110 = 20 + 131 + 17 \longrightarrow L_{be} = 58mm. \quad (4.11)$$

La longueur de la bielle du piston déplaceur $L_{be} = 58mm$.

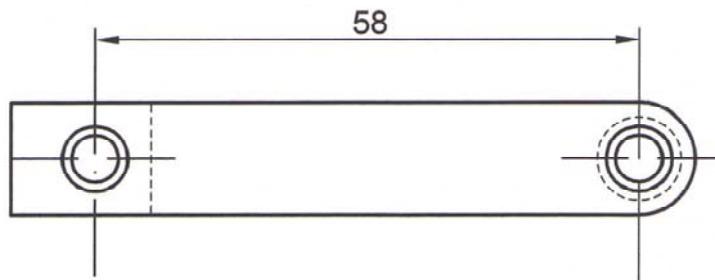


Figure 4.8 : bielle du piston déplaceur.

L'épaisseur de la bielle réalisée est de 3mm

$$Ep_{bc} = 3mm$$

Ep_{be} Epaisseur de la bielle de puissance ;

L_{be} La longueur de la bielle de puissance.

4.5.2. Vilebrequin :

La course du déplaceur est égale à la course du piston de puissance alors le rayon de la manivelle du piston déplaceur égale à celui du piston de puissance; mais le mouvement du piston de travail est en retard de $d\alpha = 90^\circ$ sur celui du déplaceur.

Donc : $S_c = S_e = 20mm$.

4.6. Conclusion :

Nous avons utilisé une méthode simple pour le dimensionnement des différents organes du notre moteur Stirling à réaliser, pour le choix des matières utilisé nous avons prendre en considération les conditions de la réalisation et du fonctionnement de chaque pièce tel que le type de mouvement et la température de fonctionnement.

CHAPITRE 5

EXPERIMENTATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

5.1. Introduction :

Les expérimentations que nous avons menées sur le moteur Stirling portaient sur la mesure de la température au foyer du concentrateur solaire et de la pression à l'intérieur du moteur à fin de tracer le diagramme PV. Ainsi que le calcul de la puissance mécanique fournie.

Pour pouvoir justifier ces résultats, nous avons tenté de développer un modèle dynamique du moteur FIZGIG SOLAIRE à partir de l'analyse adiabatique idéale.

Notre expérience a été réalisée au niveau du Centre de développement des énergies renouvelables à Bouzareah CDER.

5.2. Présentation du banc expérimental :

Le moteur Stirling étudié est un moteur de configuration gamma, utilisant de l'air comprimé comme fluide de travail. Il s'agit du moteur FIZGIG SOLAIRE, dont la pression maximale de gonflage est de 1 bar (Pression atmosphérique). La figure 5.1 présente ce moteur.

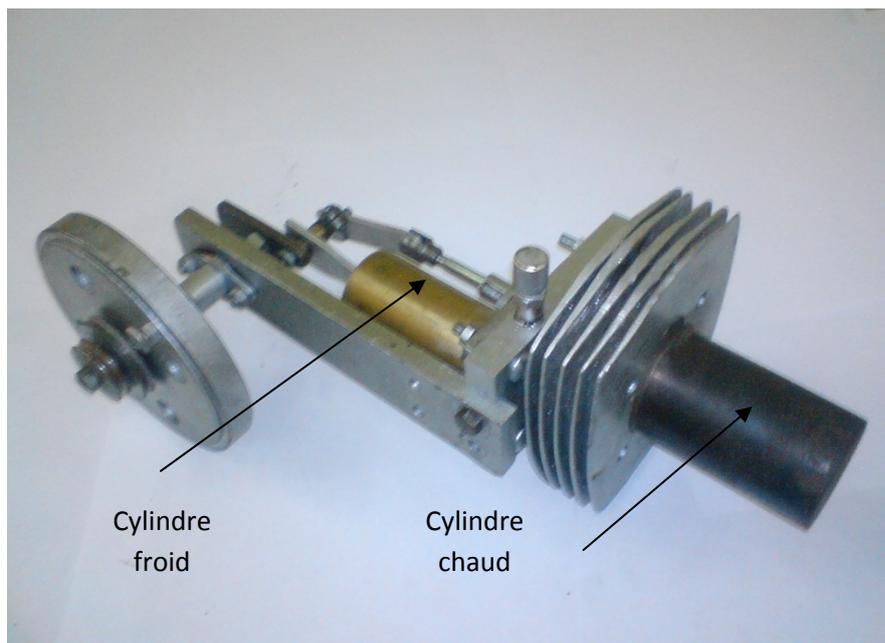


Figure 5.1 : Moteur Stirling à expérimenter.

Le cylindre de compression a un alésage de 30 mm et le piston de travail à une course de 40mm. Le diamètre du cylindre de détente est de 43 mm avec un déplaceur de 40 mm de diamètre, La vitesse de rotation nominale est de 600 tr/min. Ce moteur peut fournir une puissance thermique théorique de 24 W.

Le moteur est monté sur un concentrateur solaire. La figure 5.2 présente une vue d'ensemble moteur Stirling-Concentrateur solaire.

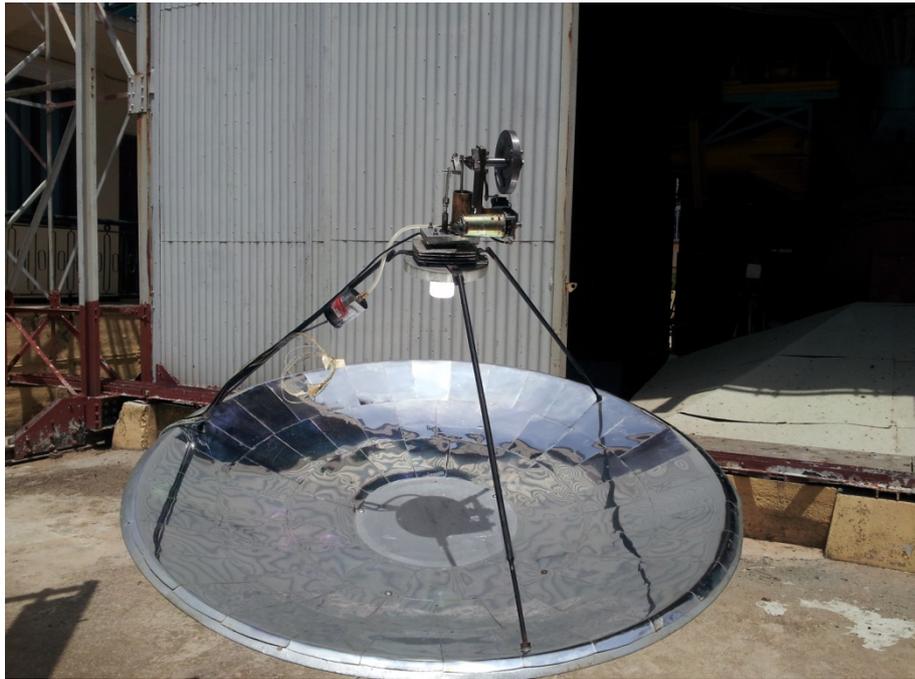


Figure 5.2 : vue d'ensemble moteur Stirling-Concentrateur solaire.

Le moteur testé est de type cinématique, c'est-à-dire que les deux pièces mobiles sont accouplées à l'aide d'un mécanisme rigide. La figure 5.3 montre que le mécanisme utilisé ici est simplement un système bielle-manivelle ; le moteur tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, le mouvement du piston de travail étant en retard de 90° sur celui du déplaceur . La figure 5.3 présente la partie supérieure du moteur.

Un capteur de pression type FGP P311 est connecté par un flexible avec la culasse du cylindre de compression (figure 5.12). Son temps de réponse est suffisamment court pour mesurer la pression instantanée régnant dans ce cylindre. Un thermocouple de type J a été implanté dans la culasse du cylindre de compression, pour la mesure de la température instantanée T_c (figure 5.4), ce thermocouple, immergé dans le circuit du fluide de travail tel que la soudure est

maintenue dans le fluide circulant dans le cylindre de compression. Les ailettes assurant le refroidissement de la partie inférieure du cylindre de détente n'autorisant pas l'implantation des capteurs de température et de pression.

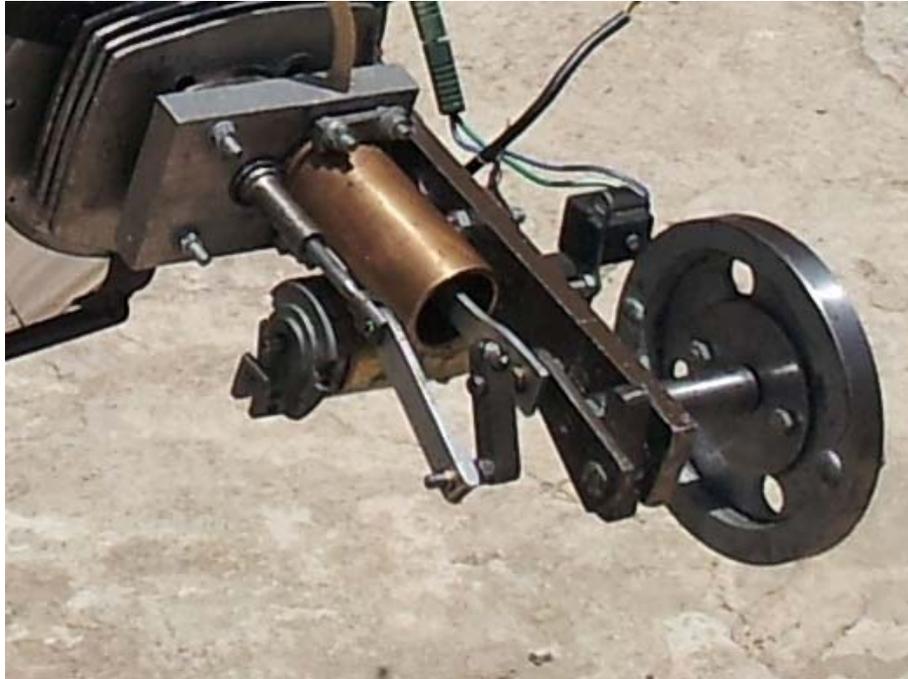


Figure 5.3 : Partie supérieure "froid" du moteur.



Figure 5.4 : Installation du thermocouple.

L'acquisition de données est effectuée grâce à un système **HP 34970A (Unité d'acquisition de données /commutation)** permettant une acquisition rapide (figure 5.5).



Figure 5.5 : Système d'acquisition des données.

5.3. Choix des instruments de mesure :

5.3.1. Choix du capteur de température nécessaire au notre moteur Stirling :

Deux solutions nous sont proposées soit les thermocouples, soit les sondes à résistance de platine.

Notre capteur doit satisfaire dans un premier lieu aux conditions suivantes :

- Taille très petite : vu qu'il sera placée sur la surface supérieure du cylindre et ceci ci pour éviter l'encombrement.
- On utilisera plusieurs capteurs pour la même plaque cylindrique donc on aura besoin d'un capteur très simple.
- Nos variations de température sont très rapides donc notre capteur doit avoir un temps de réponse très faible.

On consultant le tableau comparatif [tableau.5.1] il est clair que les thermocouples répondent mieux à nos exigences.

Thermocouple	Critère de sélection	Sonde à résistance de platine
Moins bonne	Précision	Meilleur
Plus vaste	Domaine de température	Plus étroit
Plus court	Temps de réponse	Pus long
Très petite	Taille	Dimension importante
Meilleur	Robustesse	Moins bonne
Moins onéreux	Coût	2 à 3 fois plus cher
Aucune	alimentation	Nécessaire

Tableau 5.1 : Comparaison entre sonde et thermocouple.

Le thermocouple lui-même doit satisfaire aux conditions suivantes :

- Domaine de linéarité : la valeur minimale 20 °C et la valeur maximale 850 °C doivent être compris dans le domaine de linéarité choisi.
- Résolution et précision $\pm 0,01^{\circ}\text{C}$.
- Rapidité et temps de réponse : 0.03 s

Nombre de tour imposé au moteur $N=600 \text{ tr/mn}=10 \text{ tr/s}$

La durée d'un tour 0.16 s

Nos variations de température sont sinusoïdales (d'après les graphes tracés dans le chapitre 3) donc un minimum de point nous permettra de reconstruire l'allure exacte ; en plus il réduira le temps de réponse du thermocouple et son prix aussi.

Après consultations des différents catalogues d'instrumentation disponible à CDER le thermocouple choisi est un thermocouple chemise à isolation minérale qui a les caractéristiques suivantes :

- Conducteurs thermocouples alliages normalisés : La température d'utilisation et de 0 à 850 °C ; c'est un thermocouple de type J (Nickel-Chrome ou Cuivre-Nickel)
- Métaux des gaines : Acier INOX AISI 321 stabilité titane (Z6CNT 18,18/8/1 CrNi) température max d'utilisation 850°C.

- Diamètre de gaine et temps de réponses : On a besoin du diamètre le plus faible pour limiter les risques de fuite et d'étanchéité on choisira un diamètre de 0.25 mm qui permet un très bon temps de réponses 0.015s.

5.3.2. Choix du capteur de pression adéquat au Moteur Stirling :

Le capteur de pression nécessaire doit assurer les tâches suivantes :

- Plage de pression à mesurer entre 1 et 3 bars
- Une précision ± 0.01 bar
- Le temps de réponse : 0.015 s

$N=600$ tr/mn = 10 tr/s, donc la durée d'un tour = 0,16 s

L'allure des courbes de pression théoriques tracées précédemment (chapitre 3) sont sinusoïdales donc quelques points nous suffisent pour tracer l'évolution réelle des courbes on choisira 8 prises de mesures par cycle. (Cette valeur n'est pas prises au hasard mais en s'appuyant sur les temps de réponses des capteurs de pression disponibles sur le marché).

Après consultation du catalogue du capteur basse pression modèle P311 disponible au laboratoire des moteurs au niveau du département mécanique, nous avons constaté que ce capteur donne une meilleure solution pour capter la pression à l'intérieur de notre moteur Stirling réalisé. En annexe B la fiche technique de ce capteur de pression.

5.3.2.1. Procédure d'étalonnage du capteur de pression choisi :

On introduit notre capteur dans un réservoir sous pression dont la pression est variable et connue appelé pression réelle, à l'aide de l'étalonneur on déterminera l'intensité du courant I (mA) affichée par notre capteur de pression.

En traçant $I = f(P)$ on déterminera une équation de la forme $I = a P + b$

Avec :

a : pente de la droite ;

b : cordonnée à l'origine.

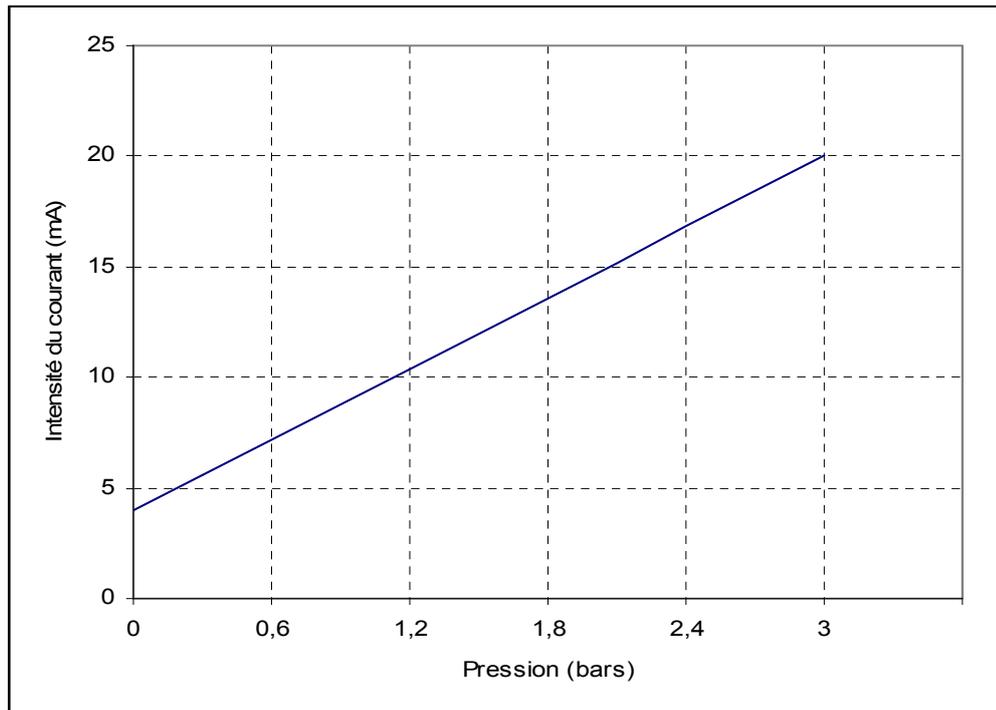


Figure 5.6 : Intensité du courant dans le capteur en fonction de la pression.

Détermination de L'équation de la courbe :

$$I = a P + b \quad (5.1)$$

Pour $P=0$ on trouve $b=4$

Et pour $P=3\text{bars}$ $a = (20-4)/3$ donc $a=5,333$

Donc l'équation qui nous permette de déterminer l'intensité du courant en fonction de la pression mesurée est :

$$I = 5,333P + 4 \quad (5.2)$$

5.4. Détermination expérimentale de la distribution de la température au foyer de la parabole :

Nous avons un montage qui consiste en un mouvement a deux axes perpendiculaires, le montage altazimutale et montage équatorial. Dans le premier type de montage, le miroir tourne autour d'un axe horizontal porté par une monture qui elle-même, tourne autour d'un axe vertical. La rotation autour l'axe

horizontal assure la poursuite en hauteur alors que l'autre rotation assure en azimute. Cette disposition très simple a réalisé manuellement (la poursuite automatique est complexe et coûteuse).

5.4.1. Description des différentes parties du prototype :

5.4.1.1. Le concentrateur parabololoïde :

Les caractéristiques géométriques du concentrateur parabololoïde utilisé sont figuré dans le tableau suivant :

Diamètre	$D = 1,15 \text{ m}$
L'angle d'ouverture	$\Theta = 60^\circ$
Distance focale	$F = 0,35 \text{ m}$

Tableau 5.2 : Dimensions du concentrateur parabolique utilisé.

5.4.1.2. La plaque cylindrique (le récepteur) :

Nous avons utilisé l'acier comme un dispositif récepteur, c'est une plaque cylindrique de 50mm de diamètre et 5mm d'épaisseur. Voir la figure ci-dessous.

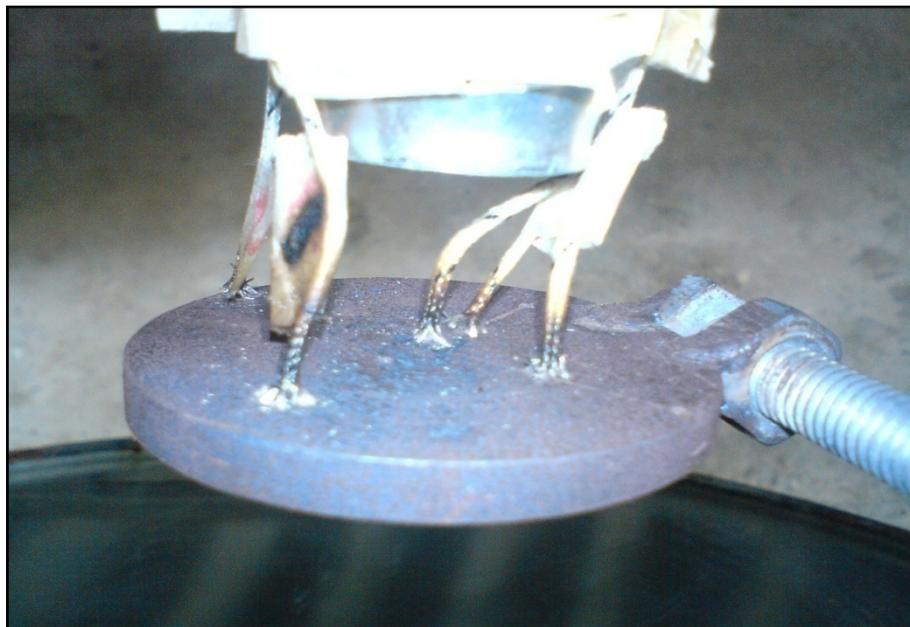


Figure 5.7 : La plaque cylindrique avec thermocouples.

5.4.1.3. Thermocouple :

Instrument constitué de deux fils de matériaux différents dont les extrémités sont reliées entre elles. Il se crée une faible tension quand les deux jonctions sont à des températures différentes. Si l'une des jonctions est maintenue à une température de référence. La mesure de cette tension permet d'en déduire la température de l'autre jonction.

5.4.2. Détermination du point focal :

D'après la fixation du concentrateur parabolique vers le soleil, nous avons fait positionné manuellement plusieurs fois une feuille de contre-plaqué (de 100 mm de Largeur) au voisinage du point focal et on control l'image (le cercle noir) tracée sur chaque feuille.

La position la plus proche du point focal correspond au cercle noir le plus petit (environ de 50mm de diamètre).

5.4.3. Détermination de la distribution de la température au point focal :

Pour déterminer la distribution de la température au point focal du concentrateur solaire de notre moteur Stirling, nous avons placé dans le point focal déjà déterminé une plaque métallique cylindrique possède les mêmes dimensions que la surface supérieur du cylindre de détente (5mm d'épaisseur et de 50mm de diamètre), cette plaque est équipée par 5 thermocouples placé sur sa surface supérieure (figure 5.5), dont leurs emplacement est comme suite :

- un thermocouple dans le centre de la plaque.
- un thermocouple sur $\frac{1}{4} r$ de centre et un angle de 0° .
- un thermocouple sur $\frac{1}{2} r$ de centre et un angle de 90° .
- un thermocouple sur $\frac{3}{4} r$ de centre et un angle de 180° .
- un thermocouple sur r de centre et un angle de 270° .

Pour bien placer les thermocouples sur la plaque, nous avons percée cette dernière avec un foret de diamètre de 1 mm et une profondeur de 4 mm sur les 5 points de mesure. La plaque est fixée par une tige métallique soudée sur son extrémité.

La figure 5.8 : représente la distribution des thermocouples sur la plaque de test.

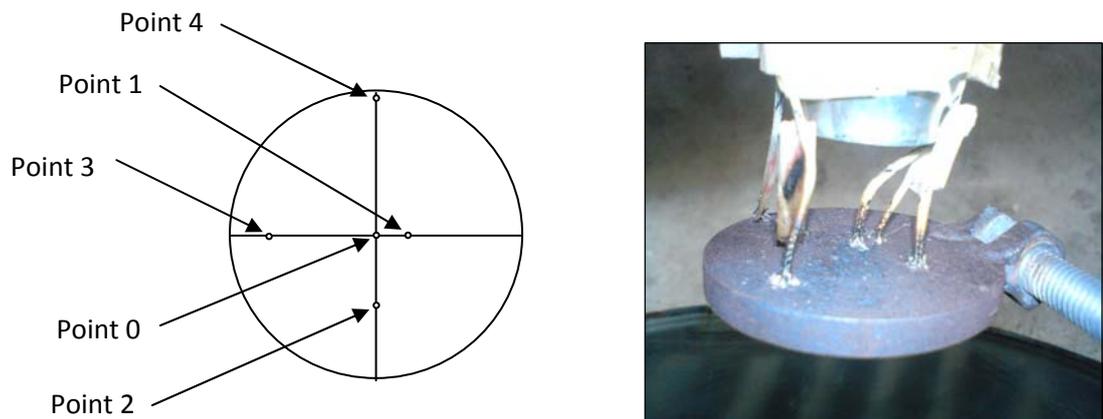


Figure 5.8 : distributions des thermocouples sur la plaque de test.

5.4.4. L'expérience :

Notre expérience déroule durant la journée du 24/06/2010 à partir de 12h:00, durant l'expérience, la poursuite de soleil a été réalisée manuellement. Les thermocouples sont reliés avec une carte d'acquisition qui nous permette de calculer la valeur de la température pour chaque thermocouple installé sur la plaque.



Figure 5.9 : détermination de la distribution de la température sur la plaque cylindrique Le 24/06/2010.

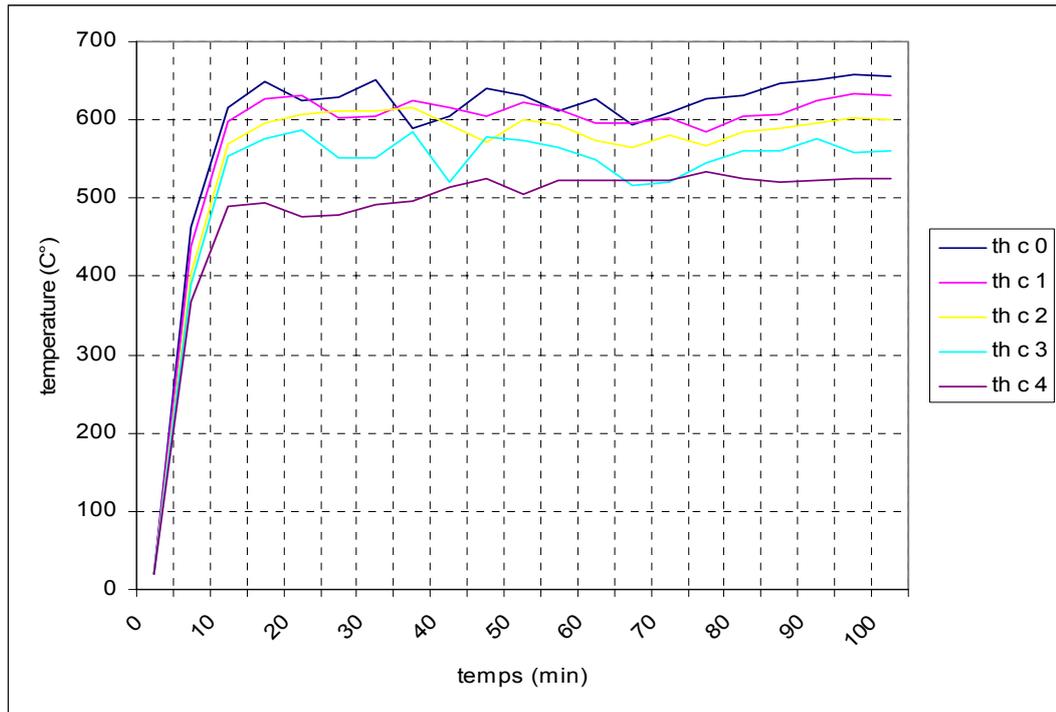


Figure 5.10 : Variation de la température de la plaque au point focale en fonction du temps.

A partir de la figure on remarque que la température augmente au cours du temps rapidement et à partir d'une certaine valeur la variation de la température se ralentit jusqu'à atteindre une valeur moyenne dont laquelle elle se stabilise. Parfois on remarque une légère chute de température, et ceci est dû essentiellement à l'effet du vent ou des nuages.

Le graphe montre que le maximum de température se trouve dans le centre de la plaque et diminue à mesure qu'on s'éloigne vers l'extrémité.

5.5. Calcul de l'énergie utile absorbée par le moteur :

5.5.1. Bilan énergétique du récepteur :

Le bilan énergétique du récepteur du concentrateur solaire est écrit sous la forme :

$$Q_{\text{utile}} = E_{\text{opt}} - Q_{\text{pert}} \quad (5.3)$$

Q_{utile} : L'énergie utile transmise par le récepteur vers le moteur Stirling par conduction.

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

$$E_{opt} = \eta_{opt} \cdot Q_s \quad (5.4)$$

$$\eta_{opt} = \Gamma \cdot a \cdot \tau \cdot \rho \quad (5.5)$$

La fraction de l'énergie capturée Γ est une mesure de la qualité de la surface réfléchissante et de la taille de récepteur, Pour un demi-angle d'ouverture de 60° , on peut atteindre un rendement de 95%

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

$$Q_s = I \cdot A_{conc} \quad (5.6)$$

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

$$Q_{pert} = Q_{pert,conv} + Q_{pert,cond} + Q_{pert,ray} \quad (5.7)$$

5.5.2. 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 [11].

Les expériences sur les moteurs Stirling solaire ont montré que les pertes thermiques de récepteur sont à l'ordre de 20% de l'énergie qui attende le récepteur

5.5.3. Détermination du rayonnement direct :

Le profile des rayonnements directs pour la journée du 24/06 est représenté dans la figure 5.11

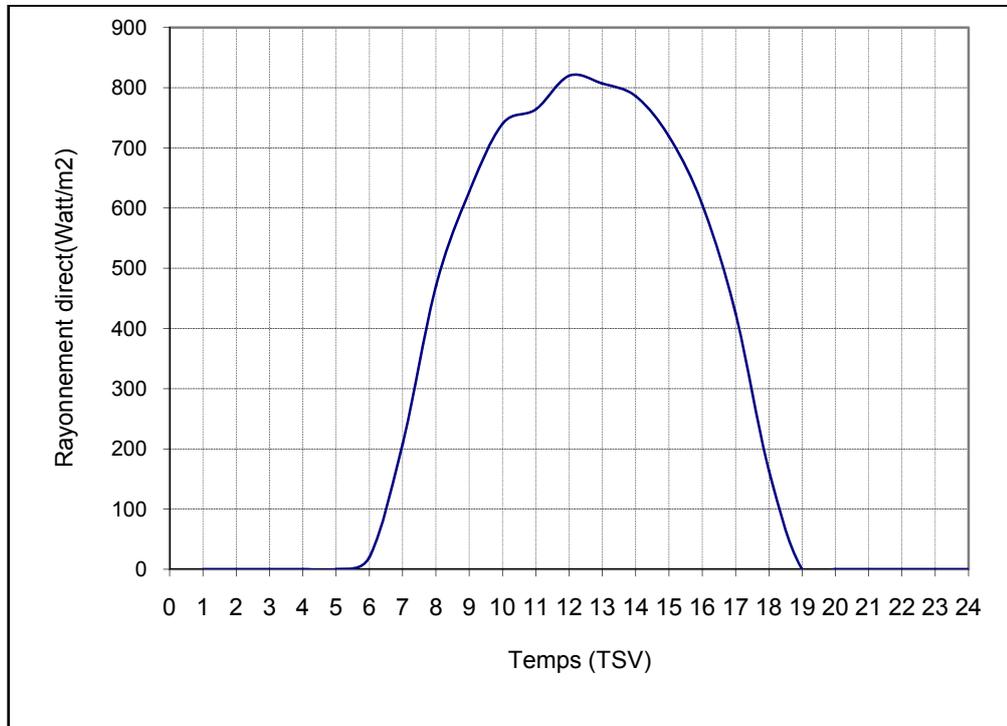


Figure 5.11 : profile des rayonnements directs pour la journée du 24/06

D'après le graphe, la valeur moyenne de rayonnement direct entre 11h00 et 13h00 est de 797 Watts/m².

5.5.4 Caractéristiques du Concentrateur-Récepteur

Concentrateur		
Réfectivité de la surface ρ	0.93	donnée du constructeur de la matière réfléchissante utilisée
Facteur d'interception Γ	0.95	Pour un demi-angle d'ouverture de 60°
Récepteur (Cylindre chaud)		
Diamètre	50mm	
Absorptivité $a.\tau$	0.8	

Tableau 5.3 : Caractéristiques du Concentrateur-Recepteur

5.5.5 Calcul de l'énergie utile :

Remplaçant les équations (5.6) et (5.5) dans l'équation (5.4) on trouve :

$$E_{opt} = \Gamma . a . \tau . \rho (I . A_{conc}) \quad (5.8)$$

Remplaçant (5.8) dans l'équation (5.3) on trouve :

$$Q_{utile} = \Gamma . a . \tau . \rho (I . A_{conc}) - Q_{pert} \quad (5.9)$$

$$Q_{utile} = 387,16 \text{ Watts}$$

5.6. Expérimentation du moteur :

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

5.6.1. Calage du point mort haut :

La première expérience concerne le calage du point mort haut, c'est-à-dire, la détermination précise de la position angulaire du vilebrequin correspondant au point mort haut du piston de travail. Les relevés géométriques ne permettent pas de déterminer cette position avec une précision suffisante. Dès lors, nous avons travaillé en moteur entraîné à froid. Nous espérons déterminer précisément la position du point mort haut, correspondant au volume minimal du moteur, en relevant la position angulaire du vilebrequin correspondant au maximum de pression dans le cylindre. Cette méthode a été utilisée avec succès dans le domaine des moteurs à combustion interne [10]. Les évolutions de la pression dans le cylindre de compression ont été relevées en condition de moteur entraîné. Ces variations sont représentées dans la figure 5.13.

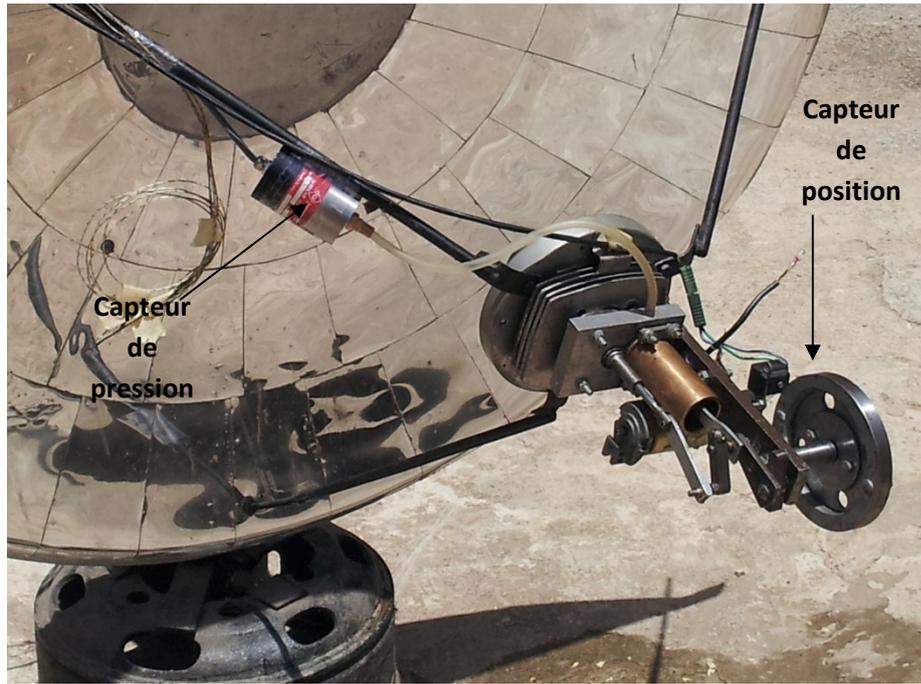


Figure 5.12 : installation du capteur de pression sur le moteur.

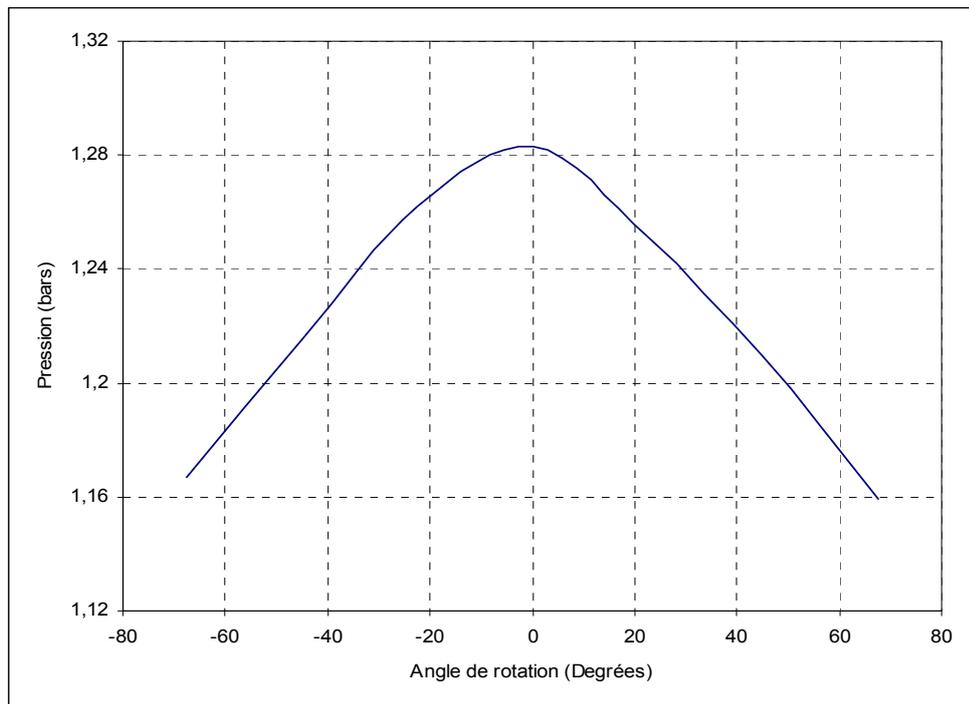


Figure 5.13 : Evolution de la pression dans le
Cylindre de compression pour le calage du point mort haut.

D'après le graphe La pression maximum dans le cylindre entraîné à froid se trouve à la position angulaire du vilebrequin correspond à l'angle zéro.

5.6.2. Variation de pression :

La figure 5.14 présente l'évolution de la pression dans le cylindre de compression.

Cette mesure a été ramenée sur un cycle, c'est-à-dire 360° de vilebrequin. Cette évolution n'est pas tout à fait sinusoïdale car la courbe est plus large au niveau du minimum de pression qu'au niveau du maximum. La pression varie de 0,981 bar à 2,062 bars environ avec un maximum au niveau du 22 ème degré et un minimum au niveau du 225 ème degré.

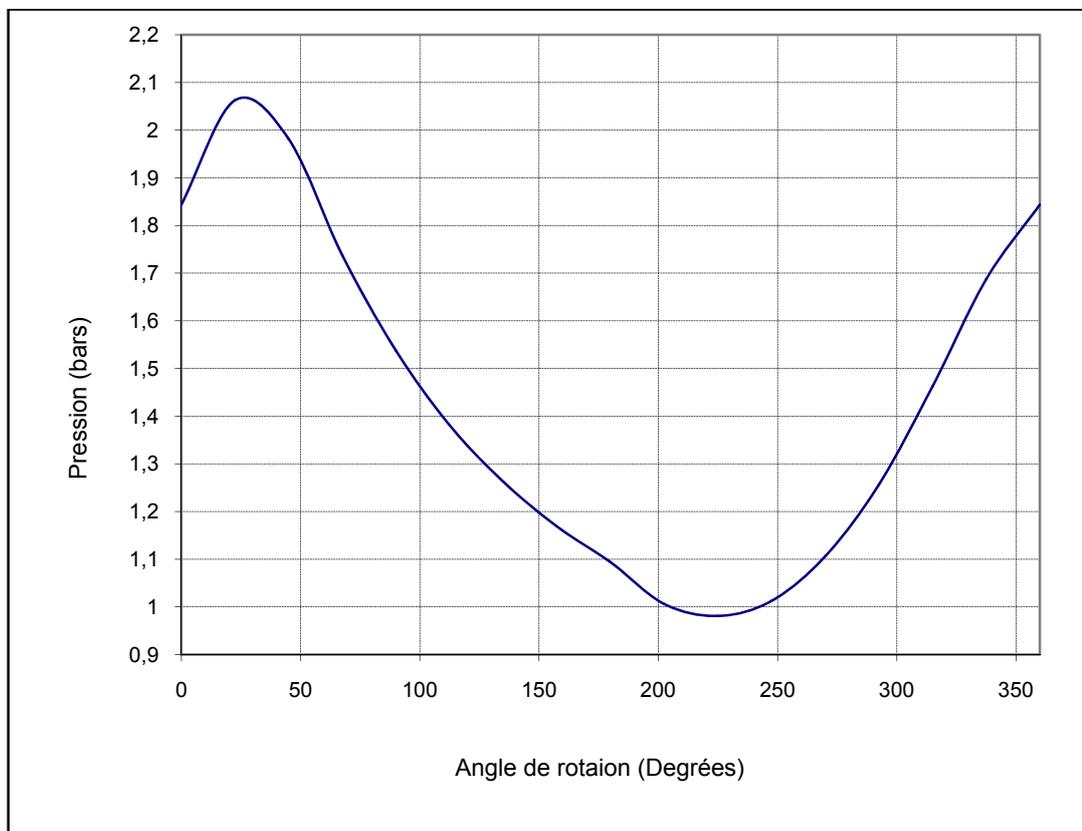


Figure 5.14 : Variation de la pression dans le cylindre de compression au cours d'un cycle.

5.6.3. Variation de la température:

Nous montrons dans la figure 5.15 la variation de la température dans le cylindre de compression pendant un cycle.

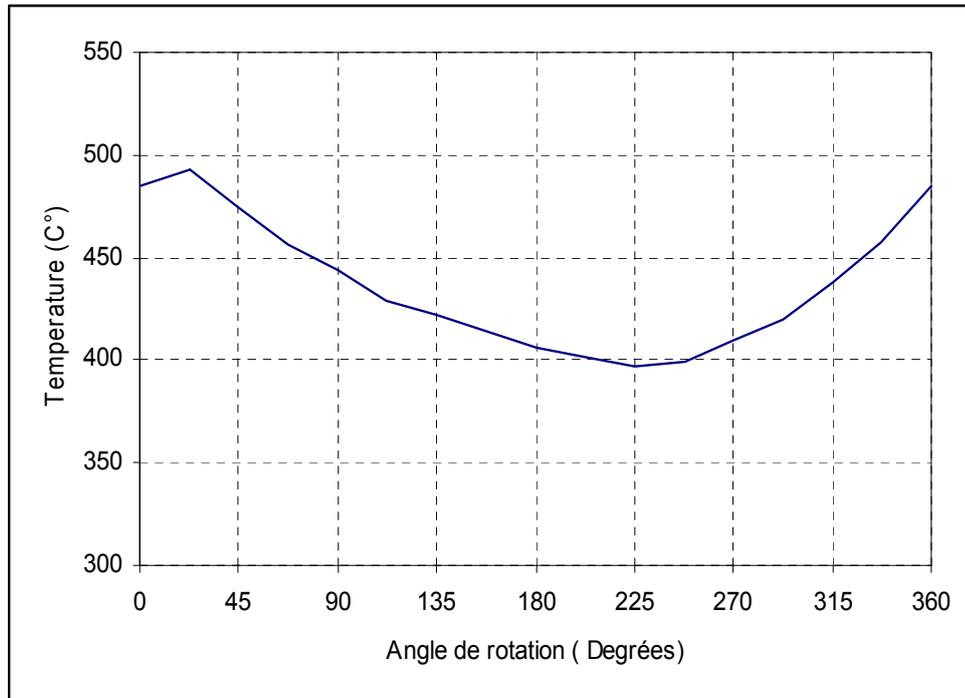


Figure 5.15 : Evolution de la température dans le cylindre de compression dans un cycle.

La plupart des modèles du moteur Stirling prévoient des températures constantes en tout point. Mais le graphique de la figure 5.16 montre que ces modèles ne sont pas totalement valables.

L'évolution de la température dans le cylindre de compression T_c suit à peu près l'évolution de la pression, L'amplitude des variations de cette température est de l'ordre de 100C° .

5.6.4. Diagramme indicateur PV :

Le diagramme indicateur est tracé à partir de la mesure de la pression et de la position angulaire du vilebrequin pour un fonctionnement en régime nominal du moteur. Ce diagramme est représenté à la figure 5.16.

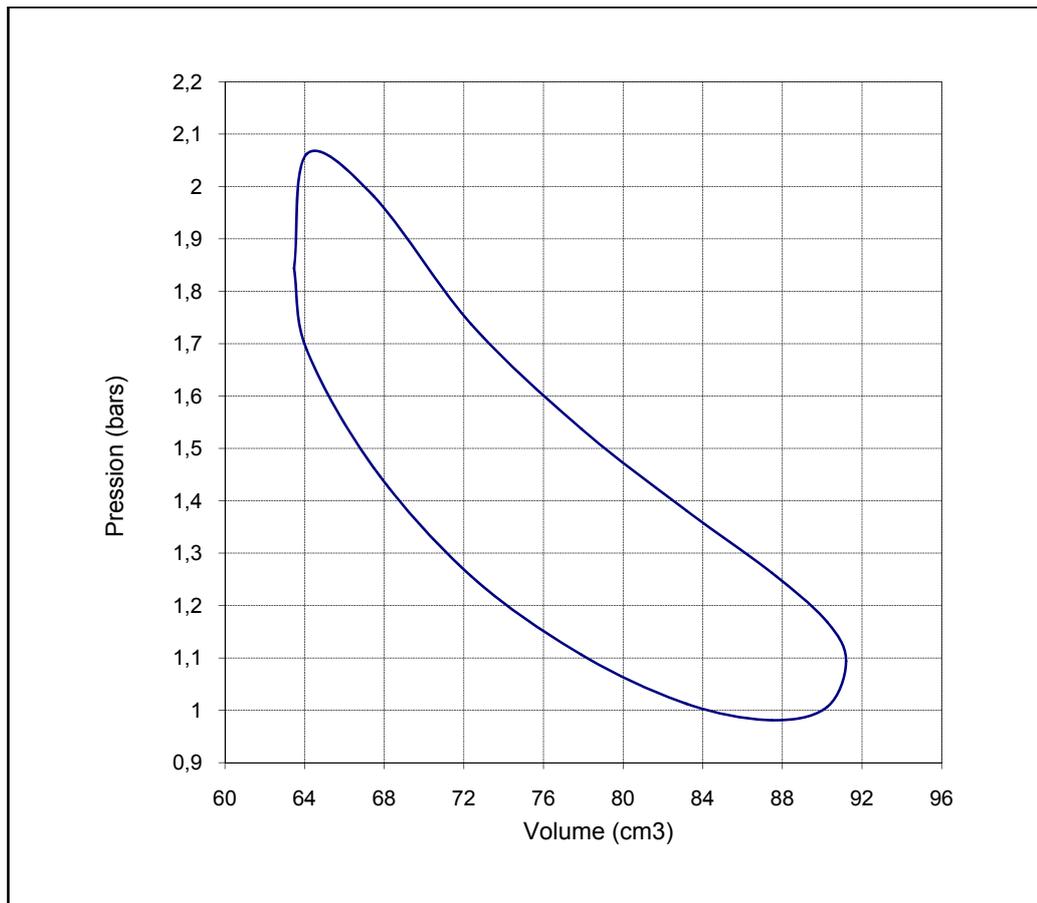


Figure 5.16 : Diagramme indicateurs PV.

5.7. Détermination de la puissance et du rendement grâce au cycle dans le diagramme PV :

5.7.1. Calcul de la puissance :

Pour calculer la puissance fournis par le moteur, on doit calculer d'abord le travail mécanique fourni par un cycle par le calcule de la surface du diagramme indicateur PV.

La méthode de la Formules du rectangle et du point milieu C'est la méthode la plus simple qui consiste à interpoler la fonction $p = f(V)$ à intégrer par une fonction constante (polynôme de degré 0).

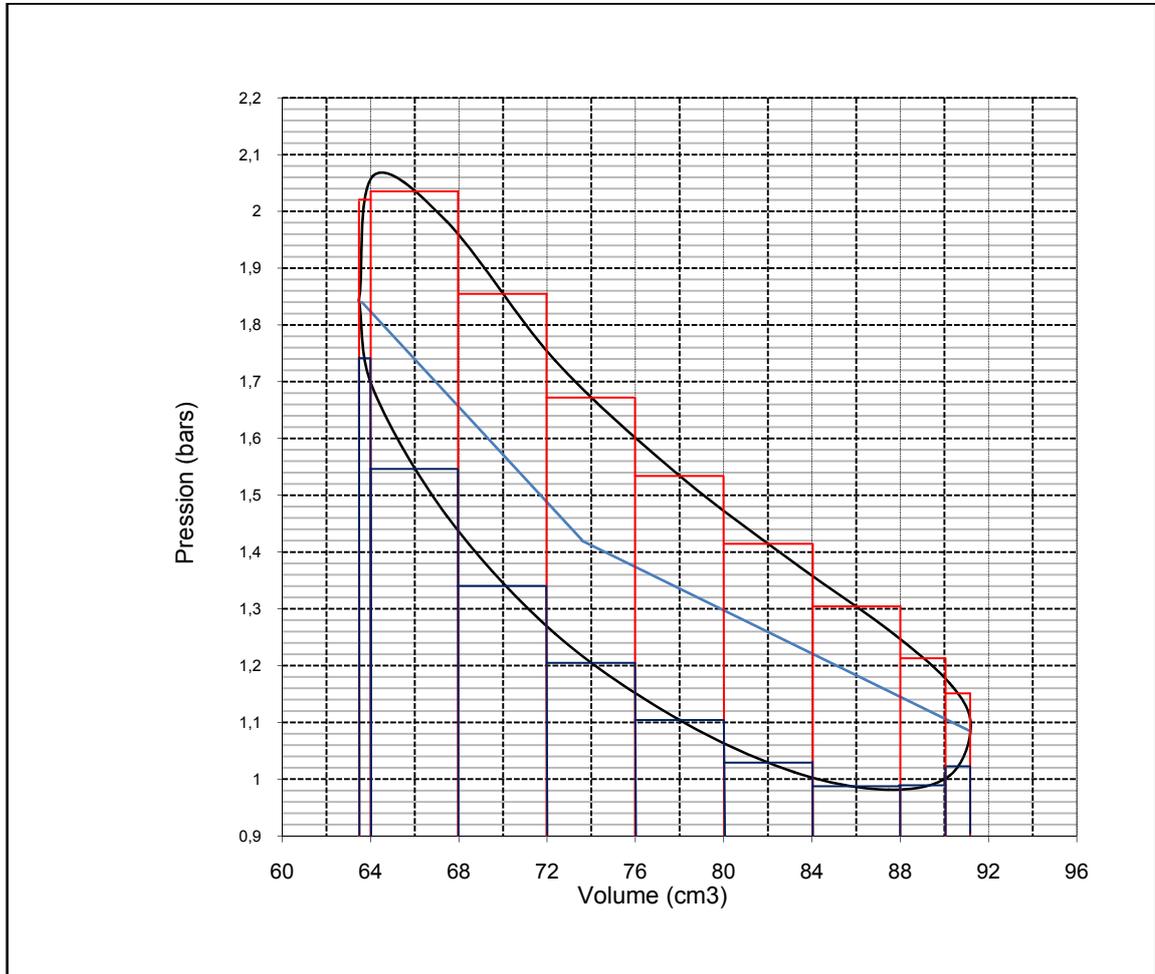


Figure 5.17 : Calcul de la surface du diagramme PV.

L'air du diagramme PV égale à la différence entre la somme des airs des rectangles en rouge et la somme des airs des rectangles en bleu.

A fin de calculer la puissance du moteur, nous avons établi un programme sous Excel pour calculer la surface du diagramme PV.

$$\text{Air diagramme PV} = 72,965 - 68,351 = 12,736 \text{ bar} \cdot \text{cm}^3 = 1,2736 \text{ J/Cycle}$$

$$P_{ui} = W * f \quad (5.10)$$

$$P_{ui} = 1,2736 * 600/60 = 12,736 \text{ Watts}$$

Donc la puissance du moteur réaliser est de **12,736 Watts**.

5.7.2. Calcul du rendement :

Le rendement du moteur Stirling est donné par la formule :

$$\eta = \frac{P_{ui}}{Q_{util}} \quad (5.10)$$

$$\eta = \frac{12,736}{387,16} .100 = 3,357\%$$

5.8. Mesure de la puissance électrique :

A fin de mesurer la puissance électrique fournie par notre moteur Stirling, nous avons installé un petit moteur électrique à courant continu sous la culasse du moteur, le moteur est relié par un couroi avec une poulie montée sur le vilebrequin, ce moteur électrique est considéré comme un générateur du courant, il produise de l'énergie électrique quand il tourne.



Figure 5.18 : Mesure de la puissance électrique.

5.8.1. L'expérience :

Pour calculer l'énergie électrique produite par le moteur, nous avons utilisé un multi-test électronique pour mesurer la différence de potentiel et l'intensité du courant entre les bords du moteur électrique entraîné par le moteur Stirling.

Les relevés de mesure se fait quand le moteur tourne en régime permanent.

5.8.2. Résultats :

Les mesures sont indiquées dans le tableau suivant :

Vitesse de rotation (tr/min)	Tension (V)	Courant (A)	Puissance utile (W)
600	4,23	0,664	2,808

Tableau.5.4 : Puissance électrique du moteur

5.9. Problèmes rencontrés :

Les problèmes rencontrés lors de la réalisation et test du prototype concentrateur-moteur Stirling se résument comme suit :

- Le problème de précision lors de la réalisation des pièces mobiles ;
- Le problème d'étanchéité du piston de puissance ;
- Le problème de vibration du vilebrequin ;
- Le problème de frottement dû au manque de la géométrie de quelques pièces ;
- Le Problème d'étalonnage du capteur de pression ;
- Le Problème de fixation des thermocouples.

5.10. Conclusion :

Nous remarquons, que le rendement réel du moteur Stirling réalisé est très faible, se due aux pertes de pression et aux frottements du au manque de précision de réalisation de moteur.

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.

Une modélisation adiabatique des moteur Stirling cinématique a été présentée, Il s'agit alors d'estimer les puissances calorifiques échangées et la puissance mécanique idéal, l'approche utilisée pour établir et résoudre le système important d'équations algèbre-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 tous types de moteur Stirling suivant le mécanisme de cinématique utilisé, le type de fluide de travail utilisé, ainsi que les différents paramètres de fonctionnement.

Le programme de calcul que nous avons développé a été mise en évidence dans l'étude paramétriques du moteur Stirling type gamma où nous avons étudié l'influence de la température de la source chaude, la pression, la fréquence du moteur ainsi que les volumes de compression et d'expansion sur la puissance du moteur Stirling choisi, ce qui nous a permis de dimensionner un moteur de puissance théorique de 24watts par la méthode adiabatique idéal.

Les données obtenus dans la partie précédent ont été utilisées pour dimensionner les différentes pièces du moteur, le type de mouvement et la température de fonctionnement ont été pris en considération pour le choix de la matière de chaque pièce du moteur Stirling.

La réalisation du moteur a été effectuée dans les ateliers du département de mécanique, les opérations d'usinage et d'ajustement de quelques pièces du moteur tel que le piston et le cylindre de puissance ont été très délicates.

Pour expérimenté le moteur réalisé, un système d'acquisition des données a été installé puis nous avons déterminé :

- la position exacte du point mort haut du piston de puissance ;
- Le point focal de notre concentrateur parabolique
- La distribution de la température au point focal pour calculer le flux solaire absorbé par le moteur

Une fois cette étape terminée, Nous avons commencé à effectuer des mesures expérimentales, parmi lesquelles, on peut citer :

- Mesure de la pression dans le moteur pendant un cycle ;
- Mesure de la température dans le cylindre de compression pendant un cycle ;
- Mesure de la puissance électrique fournie par le petit générateur électrique couplé au moteur Stirling ;
- Le rendement réel du moteur.

Le diagramme PV tracé à partir des résultats des mesures expérimentaux nous a permis de calculé la puissance thermique du moteur.

L'étude de l'influence des fuites et de frottement sur les performances du moteur réalisé fera l'objet d'une autre étude que nous recommandons à ceux qui s'intéresser à l'étude du moteur Stirling.

APPENDICE A

CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES PRINCIPALES DU MOTEUR

ET PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT

MOTEUR	
Configuration du moteur	Gamma
Fluide de travail	Air
Pression de travail	1 bar
Température de source chaude	850 K°
Température de source froide	320 K°
Vitesse de rotation	600 tr/min
Volume mort de l'espace de compression	2,1cm ³
Volume mort de l'espace d'expansion	4,35cm ³
Volume balayé de l'espace de compression	30,4cm ³
Volume balayé de l'espace d'expansion	62,4cm ³
Déphasage des deux pistons	90 degrés
CONCENTRATEUR PARABOLIQUE	
Diamètre	D = 1,15 m
L'angle d'ouverture	$\Theta = 60^\circ$
Distance focale	F = 0,35 m

APPENDICE B
FICHE TECHNIQUE DU CAPTEUR BASE PRESSION
MODELE P211/311

Modèle P211/311

Capteur basse pression

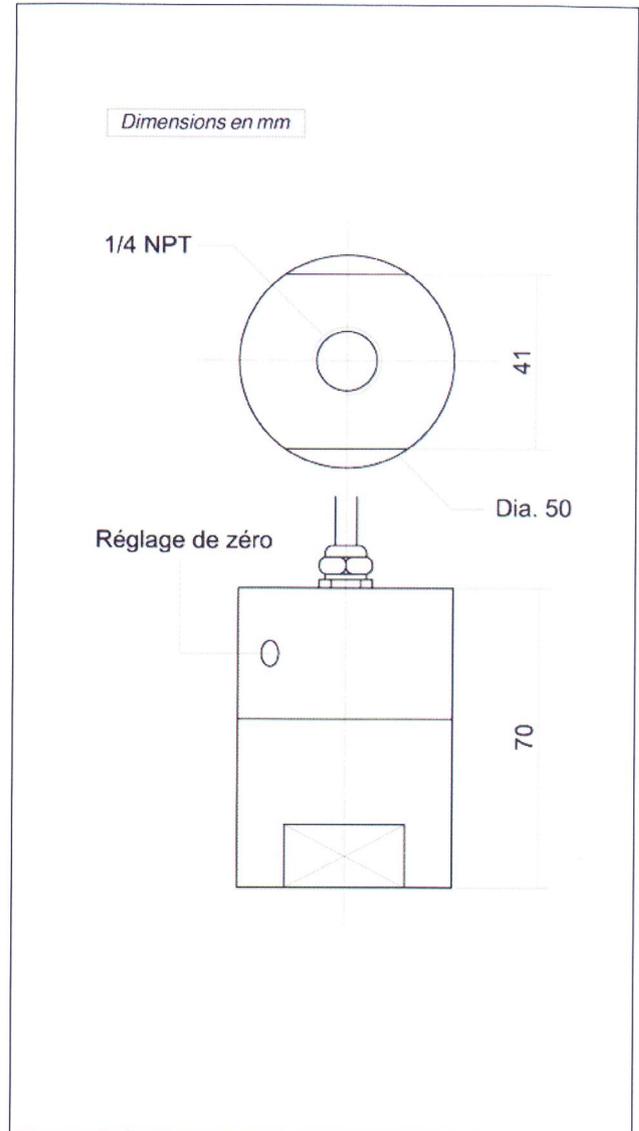


- Etendues de mesure de 0-100 mbar à 0-7 bar
- Grande précision
- Relatif ou absolu
- Sortie tension ou courant

Le capteur basse pression FGP Sensors, modèle P211/P311, est disponible dans une large gamme d'étendues de mesure, allant de 100 mbar à 7 bar. Il dispose d'une grande précision jusqu'à 0.15% de l'E. M.

Son élément sensible est constitué d'une membrane en céramique, son corps est en acier. Grâce à son capot en aluminium, ce capteur est parfaitement adapté aux conditions de montage et d'utilisation sévères.

En association avec ses capteurs, FGP Sensors propose une vaste gamme d'électroniques de conditionnement et de traitement permettant l'alimentation du capteur, l'amplification du signal et l'affichage de la mesure sur indicateur numérique, pour vous fournir une chaîne de mesure complète, appairée, étalonnée et donc prête à l'emploi.



Spécifications techniques

Etendues de mesure (E. M.)

0-100, 0-350 mbar, 0-1, 0-2, 0-3.5, 0-5, 0-7 bar relatif ou absolu

Domaine de surpression

Sans altération des performances : 1,5 fois l'étendue de mesure
Sans destruction : 3 fois l'étendue de mesure

Précision

Linéarité Hystérésis + Répétabilité : $\leq \pm 0,3\%$ de l'E. M.

Domaine de température

Plage d'utilisation en température (PUT) : -20 à 70 °C
Plage de compensation en température (PCT) : 0 à 50 °C
Dérive de zéro dans la plage compensée : <2% de l'E. M.
Dérive de sensibilité dans la plage compensée : <2% de l'E. M.

Caractéristiques électriques

Modèle	P211-24	P211-15	P311
Tension d'alimentation	14 à 40 Vcc	± 15 Vcc	10 à 40 Vcc
Sensibilité à l'E. M. modèle 10 bar	0-5 V	0-5 V	4/20 mA (2 fils)
Déséquilibre	0 V $\pm 5\%$ de l'E. M.	0 V $\pm 5\%$ de l'E. M.	
Isolement sous 50 Vcc	≥ 100 M Ω	≥ 100 M Ω	

Sortie électrique

Par presse étoupe, câble blindé 4 conducteurs, longueur standard 2 m

Caractéristiques mécaniques

Matière : Corps en acier inoxydable - capot en AU4G
Membrane en céramique
Joint fluorosilicone
Raccord de pression : 1/4 NPT femelle

Référence de commande

Capteur

Modèle

Type d'amplification

Etendue de mesure (E.M.) En mbar et bar

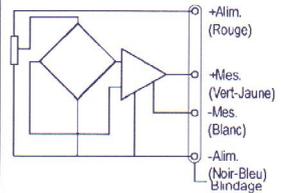
P211
P311

24

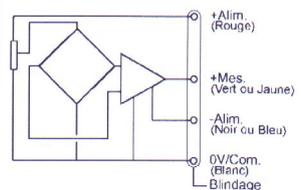
7

Schéma électrique

P211-24 (câblage 4 fils)



P211-15



Toutes les valeurs étant nominales, le constructeur se réserve le droit de changer sans préavis les spécifications indiquées. Dernière mise à jour sur site Internet. 25/04/2005



Force • Couple • Pression • Accélération • Déplacement
Du standard au spécial !

24, rue des Dames • ZI des Dames • BP58 • 78344 LES CLAYES SOUS BOIS CEDEX
Tél. +33 (0)1 30 79 65 40 • Fax. +33 (0) 1 30 54 01 43 • www.fgpsensors.com • scom@fgp.tm.fr

NOMENCLATURE

A_{pc}	: Surface du piston de compression	m ²
C_p	: Chaleur spécifique à pression constante	J/Kg.K
C_v	: Chaleur spécifique à volume constante	J/Kg.K
D_{ec}	: Diamètre extérieur de cylindre de compression	m
D_{ic}	: Diamètre intérieur de cylindre de compression	m
D_{ee}	: Diamètre extérieur de cylindre d'expansion	m
D_{ie}	: Diamètre intérieur de cylindre d'expansion	m
D_{pc}	: Diamètre de piston de compression	m
D_{pe}	: Diamètre de piston d'expansion	m
Ep_{bc}	: Épaisseur de la bielle du piston de compression	m
Ep_{be}	: Épaisseur de la bielle du piston de compression	m
f	: Fréquence	Hz
I	: Rayonnement solaire direct	Watt/m ²
j	: Le jeu entre le piston déplaceur et le cylindre.	m
L_c	: Longueur de cylindre de compression	m
L_{pc}	: Longueur de piston de compression	m
L_{pe}	: Longueur de piston déplaceur	m
L_b	: Longueur de la bielle	m
L_{bc}	: Longueur de la bielle du piston de puissance	m
L_{be}	: Longueur de la bielle du piston d'expansion	m
m	: Masse	Kg
M	: Masse total	Kg
m_c	: Masse de compression	Kg
m_e	: Masse d'expansion	Kg
m_h	: Masse du gaz au réchauffeur	Kg
m_r	: Masse du gaz au régénérateur	Kg

m_k	: Masse du gaz au refroidisseur	Kg
N	: Vitesse de rotation	tr/min
P	: Pression du gaz de fonctionnement	bar
P_m	: pression moyenne due au gaz de fonctionnement	bar
P_{\max}	: pression maximale due au gaz de fonctionnement	bar
P_{ui}	: Puissance du moteur	Watt
Q	: Quantité de chaleur	Joules
Q_h	: Quantité de chaleur du réchauffeur	Joules
Q_r	: Quantité de chaleur du régénérateur	Joules
Q_k	: Quantité de chaleur du refroidisseur	Joules
R	: Constante des gaz parfait	J.Kg-1/k
S	: course des pistons	m
S_c	: course du piston de compression	m
S_e	: course du piston d'expansion	m
T	: Température	K
T_c	: Température de compression	K
T_e	: Température d'expansion	K
T_h	: Température de réchauffeur	K
T_r	: Température de régénérateur	K
T_k	: Température de refroidisseur	K
V	: Volume du gaz de fonctionnement	m ³
V_e	: Volume de cylindre d'expansion	m ³
V_c	: Volume de cylindre de compression	m ³
V_h	: Volume du gaz au réchauffeur	m ³
V_r	: Volume du gaz au refroidisseur	m ³
V_k	: Volume du gaz au régénérateur	m ³
W	: Travail total	Joules
W_c	: Travail de compression	Joules
W_e	: Travail d'expansion	Joules

X_c	: La longueur de l'espace mort de compression	m
X_e	: La longueur de l'espace mort d'expansion	m
θ	: Angle de rotation	rad
η	: Rendement	-
η_{opt}	: Rendement optique	-
ω	: Vitesse de rotation angulaire	rad/s
π	: 3,141592652	rad
$d\alpha$: Le déphasage	rad
Γ	: Fraction de l'énergie capturée :	-
τ	: transmittance de la surface intérieure du récepteur	-
a	: Absorptance de récepteur	-
ρ	: reflectance du concentrateur	-

REFERENCES

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. Georges Descombes, Jean- Louis Magnet : "Moteur non conventionnels ". *Technique de l'ingénieur*. BM 2 593. Page 1-34.
4. H. Klein, G. Eigenberger: "Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 44. (2001). 3553- 3563.
5. 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.
6. 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) : Ilèmes Journées Internationales de Thermique* (2003). Page 73-80.
7. 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.
8. Abraham Kribus: "Thermal Integral Micro-Generation Systems for Solar and Conventional Use". *Journal of Solar Energy Engineering*. May 2002, vol. 124. Page 189-197.

9. 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.
10. M. Tazerout, O. Le Corre, and P. Stou_s. Compression ratio and TDC calibration using Temperature-Entropy diagram. In SAE Int. Fall Fuels and Lubricants meeting and exposition, paper 1999-01-3509, SAE, Warrendale, USA, 1999.
11. Taebeom Seo. Yongheock Kang : "Heat Transfer Analysis of a Dish-Type Solar Concentrator". Department of Mechanical Engineering, Inha University 253 Younghyundong. Naingu. Inchon. Korea, 402-751.