RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Thèse

Présentée à

Université Yahia Farès de Médéa
Faculté des Technologies
Département Génie des procédés

Par

Mr. ALLICHE RIDHA

Pour obtenir le grade de

Doctorat

Spécialité : Génie des procédés

Titre

Etude du système hybride Dish-Stirling/Biogaz pour la production d'électricité à usage domestique

Soutenue le 15 septembre 2020 devant le Jury :

M. BACHEN Mourad	Maître de conférences A, UYFM	Président
M. LOUNIS MOURAD	Professeur, CUR	Examinateur
M. TOUAIBI RABAH	Maître de conférences A, UDBKM	Examinateur
M. ANNOUN MOHAMED	Professeur, UYFM	Directeur de Thèse

Dédicace

À

Ma Mère

Mon Père

Mes frères et sœur.

Remerciement

Ces huit années de thèse sont passées à une allure folle mais resteront inoubliables grâce aux belles rencontres que j'ai eu la chance de faire et à l'expérience formidablement enrichissante qu'elles m'ont apportée. Je me suis levée presque tous les matins avec le plaisir d'aller travailler, sincèrement ; avec l'envie d'avancer, de ne pas décevoir ceux qui m'ont fait confiance et de présenter ces travaux de thèse avec fierté.

Je souhaite pour cela remercier du fond du cœur mon encadreur Pr. MOHAMED ANNOUN pour son encadrement et ses nombreux conseils.
(Merci pour ta confiance que tu m'as donnée et ta faculté étonnante de pouvoir remonter le moral en quelques mots. Je vous suis sincèrement reconnaissante pour tout ce que vous m'avez apporté, votre expérience inestimable, votre savoir partagé et espère pouvoir un jour vous rendre la pareille. Merci pour l'implication que vous m'avez donnée dans des projets passionnants, et pour les très bons moments passés en votre compagnie).

*Je remercie vivement Dr. Boualem chetti, le directeur du laboratoire des Fluides Industriels, Mesures et Application (*FIMA*) de l'université de Khemis Miliana pour m'avoir accueilli dans le laboratoire ainsi pour ses nombreux conseils.*

Je remercie tous les membres du jury pour avoir accepté de lire ce travail et de participer à la soutenance de cette thèse.

Je tiens également à remercier chaleureusement le professeur Pascal Stouffs (UPPA-France) pour son aide et ses conseils qui nous ont permis de mieux comprendre les différents aspects du moteur de Stirling,

En fin, pour leur soutien sans faille, inconditionnel et permanent, je remercie de tout mon cœur mes parents, les membres de ma famille et toutes personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Khemis Miliana, Décembre 2019.

Alliche Ridha

Résumé

L'exploitation des installations de technologie solaire thermique à haute concentration pourrait être plus efficace si d'autres sources d'énergie alternatives sont combinées avec pour assurer en continu la génération de l'énergie électrique qui améliore la durabilité environnementale. Cette thèse vise à analyser le système d'hybridation d'une installation Dish-Stirling combiné à un brûleur fonctionnant au biogaz afin de favoriser l'accès à l'électricité en continu nécessaire pour alimenter les foyers en milieu rural. A cet effet, une étude complète de la chaîne de conversion « solaire-biogaz-électricité » a été réalisé pour modéliser entièrement l'ensemble du processus. Encore, le modèle développé est également utilisé pour calculer l'énergie électrique nécessaire pour alimenter un foyer pour deux types de consommations domestiques (faible et forte demande). Ainsi, une nouvelle technique a été testée basée sur le repositionnement de l'ensemble "Récepteur-Moteur-Alternateur" en fonction à la fois de la demande et de la production électrique. Aussi, il a été montré que l'alternance jour / nuit peut être compensée par l'hybridation (source d'énergie thermique). De plus, la stratégie de repositionnement assure non seulement la production d'électricité en continu, mais aussi l'amélioration de l'efficacité énergétique du système et aussi la réduction de la consommation de biogaz.

Mots clés : Hybridation, Dish Stirling, biogaz, production électrique, repositionnement.

Abstract

The exploitation of the high concentration solar thermal technology installations could be more efficient if other alternative energy sources are combined with to ensure continuously the generation of the electric power that promote the environmental sustainability. This thesis aims to analyze the hybridization system of a Dish Stirling installation combined with a burner that runs with a biogas in order to promote a continuous access to the electricity needed to power home in remote area. For this purpose, a complete study of the "solar-biogas-electricity" conversion chain has been carried out to model the entire process thoroughly. Yet, the developed model is also used to calculates the electrical energy needed to power a household for two different domestic consumption (low and high demand). Thus, a new technique was tested based on the repositioning of the "Receiver-Motor-Alternator" assembly according to both the demand and electrical production. In addition, It has been found that the day / night alternation can be compensated by the hybridization (thermal energy source). Furthermore, the repositioning strategy ensures not only the production of electricity continually, but also the enhancement of the thermal energy efficiency and the reduction of the biogas consumption as well.

Keywords: Hybridization, Dish Stirling, biogas, electricity production, repositioning.

الملخص

يمكن أن يكون تشغيل منشآت تكنولوجيا الطاقة الشمسية الحرارية عالية التركيز أكثر كفاءة إذا تم الجمع بين مصادر الطاقة البديلة الأخرى لضمان التوليد المستمر للطاقة الكهربائية كما سيساعد هذا في تحسين التأثير البيئي. تهدف هذه الرسالة إلى تحليل نظام التهجين الخاص بتركيب طبق ستيرلنغ مع الموقد الذي يعمل على الغاز الحيوي من أجل توليد مستمر للكهرباء لإمداد المنازل في المناطق الريفية. ولهذه الغاية ، أجريت دراسة كاملة لسلسلة تحويل "الطاقة الشمسية - الغاز الحيوي - الكهرباء" لوضع نموذج للعملية برمتها. يتم استخدام النموذج المطور أيضًا لحساب الطاقة الكهربائية اللازمة لتشغيل المنزل لنوعين من الاستهلاك المنزلي (الطلب المنخفض والمرتفع). كما تم أيضا اختبار تقنية جديدة بناءً على إعادة ضبط مجموعة "جهاز الاستقبال - المحرك - المولد" وفقًا لكل من الطلب والإنتاج الكهربائي. لقد تم العثور على أنه يمكن تعويض المناوبات النهارية / الليلية عن طريق تهجين مصدر الطاقة الحرارية ، بالإضافة إلى أن إستراتيجية إعادة التموضع لا تضمن استمرار إنتاج الكهرباء فحسب ، بل أيضا تحسين مردودية النضام و تساعد في تقليل استهلاك الغاز الحيوي.

الكلمات المفتاحية: التهجين ، طبق ستيرلنغ ، الغاز الحيوي ، إنتاج الكهرباء ، إعادة التموضع.

Table des matières

Introduction Générale 19

Chapitre I : État de l'art 23
I.1 Développent des moteurs Stirling 23
I.1.1 Moteur Stirling au cours du XIX^e siècle 23
I.1.2 Moteur Stirling au cours du XX^e siècle 24
I.2 Développement des modèles d'analyse des moteurs Stirling 24
I.2.1 Analyses d'ordre zéro 24
I.2.2 Analyses d'ordre un 24
I.2.3 Analyse du deuxième ordre 25
I.2.3.1 Modèle de Qvale (1967) - (analyse adiabatique) 25
I.2.3.2 Modèle de Rios (1969) - (analyse adiabatique) 25
I.2.3.3 Modèle de Martini (1978) - (analyse isotherme) 26
I.2.3.4 Modèle de Lee et al. (1981) - (analyse adiabatique) 26
I.2.3.5 Modèles de Shoureshi (1982) - (analyse adiabatique et isotherme) 27
I.2.3.6 Modèle de Heames(1982) - (analyse adiabatique) 27
I.2.4 Analyses du troisième ordre (mono-dimensionnel) 28
I.2.4.1 Modèle de Finkelstein (1975) 28
I.2.4.2 Modèle de Vanderbrua (1977) 29
I.2.4.3 Modèle de Tew et al. (1978) 29
I.2.4.4 Modèle de Chiu et al. (1979) 30
I.2.4.5Modèle de Giansante (1980) 30
I.2.4.6 Modèle de Azetsu et al. (1982) 31
I.2.5 Analyses du quatrième ordre (Multi-dimensionnel) 31
I.3 Développement de moteurs Stirling à énergie solaire 32
I.3.1 Moteur Stirling à énergie solaire du XIX^e siècle 32
I.3.2 Moteur Stirling à énergie solaire au cours du XX^e siècle 33
I.4 Développement des systèmes (Parabole/Stirling) hybride 40

Chapitre II :_Notions Fondamentales sur Le Rayonnement Solaire, Les moteurs Stirling & Le Biogaz 42
II.1 L'énergie solaire 42
II.1.1 Distribution de l'énergie solaire 42
II.1.2 Position du soleil 45

II.1.2.1 Coordonnées géographiques 45
II.1.2.2 Coordonnées équatoriales célestes 45
II.1.2.3 Coordonnées terrestres horizontales 46
II.1.2.4 Calcul de la position du soleil 47
II.1.3 Classification des technologies solaire 48
II.1.3.1 Le solaire photovoltaïque 49
II.1.3.2 Le solaire thermique 49
II.1.4 Technologie Parabole/Stirling 50
II.1.4.1 Le concentrateur 51
II.1.4.2 Le récepteur solaire 53
II.1.4.3 Le moteur Stirling 55
II.2 Généralité sur les moteurs Stirling 55
II.2.1 Principe de fonctionnement 55
II.2.2 Cycle moteur Stirling 59
II.2.2.1 Cycles théorique de Stirling 59
II.2.2.2 Cycles réel de Stirling 61
II.2.3 Caractéristiques essentielles du moteur Stirling 62
II.2.4 Différents configurations de moteur Stirling 63
II.2.4.1 Moteurs cinématique à simples action 63
II.2.4.1.1 Configuration Alpha 64
II.2.4.1.2 Configuration Bêta 64
II.2.4.1.3 La configuration Gamma 65
II.2.4.2 Moteurs cinématique à double action 65
II.2.4.3 Moteurs à piston libre (moteur dynamique) 66
II.2.4.3.1 Types de moteurs Stirling à piston libre 66
II.3 Le Biogaz 68
II.3.1 La méthanisation 68
II.3.2 Matières premières utilisé pour la production de Biogaz 68
II.3.3 Etapes de Production du biogaz 69
II.3.4 Les paramètres influençant la production de Biogaz 70
II.3.5 Types de digesteurs de Biogaz 73
II.3.5.1 Digesteurs Continus 73
II.3.5.2 Digesteurs par lots (discontinues) 74
II.3.6 Valorisation du Biogaz 75
II.3.6.1 Valorisation thermique 76
II.3.6.2 Valorisation électrique 76

II.3.6.3 Cogénération 76
II.3.6.4 Carburant et injection dans le réseau de gaz naturel 77
II.3.7 Exemples de solutions technologiques pour la combustion à petite échelle 77
II.3.7.1 Bruleur avec recirculation 77
II.3.7.2 Brûleurs catalytiques 78
II.3.7.3 Brûleur tourbillonnaire (Ecoulement swirlé) 79

Chapitre III : Modélisation du système hybride Parabole-Stirlling/Biogaz 81
III.1 La demande en électricité 81
III.1.1 Apprendre à économiser l'énergie 81
III.1.2 Bilan énergétique de la consommation électrique 81
III.2 Paramètres météorologiques 82
III.3 Description du système hybride (Parabole-Stirling/Biogaz) 86
III.4 Modélisation du système hybride (Parabole Stirling/ biogaz) 89
III.4.1 Modélisation du concentrateur solaire parabolique 90
III.4.1.1 Conception d'un concentrateur solaire parabolique 90
III.4.1.2 Outils de modélisation (Tonatiuh) 97
III.4.1.3 Génération du modèle 98
III.4.2 Modélisation du bruleur à Biogaz 99
III.4.2.1 Choix de bruleur 99
III.4.2.2 Equations de conservation 100
III.4.2.3 procédures de simulation 100
III.4.2.4 Calcul des fractions massique des espèces chimiques 102
III.4.2.5 Température adiabatique de la combustion du biogaz 104
III.4.3 Modélisation du Récepteur 106
III.4.4 Modélisation du moteur Stirling 108
III.4.4.1 Choix du moteur Stirling 108
III.4.4.2 Description du moteur 109
III.4.4.3 Développement des différents modèles du moteur Stirling 110
III.5 Rendement de l'installation 120

Chapitre IV : Résultats et discussions 124
VI.1 Application et Validation de la méthode d'analyse du Moteur Stirling 124
IV.1.1 Application des modèles sur le 1er moteur "B-I0-B" 125
IV.1.1.1 Etat Statique du moteur 125
IV.1.1.2 Etat dynamique du moteur 127
IV.1.1.3 Calcul de fréquence, courses, phase, puissance de sortie 134
IV.1.2 Application des modèles sur le 2ème moteur " SUTech-SR-1" 135

IV.2 Paramètres de conception du système hybride Parabole Stirling/ Biogaz 136
IV.2.1 Concentrateur solaire 137
IV.2.2 Bruleur à biogaz 139
IV.2.3 Moteur Stirling 140
IV.3 Résultats de la demande en électricité 140
IV.4 Résultats de la position du soleil 142
IV.5 Résultats de modélisation du concentrateur 144
IV.5.1 Résultats pour un DNI fixe (700 W/m²) 145
IV.5.2Résultats pour un DNI variable (Le long des journées types) 149
IV.6 Résultats de modélisation du récepteur 151
IV.7 Résultats de modélisation du moteur Stirling 153
IV.8 Evolution du système classique (parabole /Stirling) 155
IV.8.1 La demande et la production électrique (système classique) 155
IV.8.2 Optimisation de "Production-consommation" électrique 158
IV.8.2.1 Ajustement de la consommation 158
IV.8.2.2 Repositionnement de l'ensemble "R-M-A" 159
IV.9 Evolution du système hybride Parabole Stirling /Bruleur à biogaz 163
IV.9.1 Résultats de modélisation du bruleur 163
IV.9.2 La demande et la production électrique (système hybride) 166

Conclusion Générale 170

Bibliographie 174

Liste des Figures

Figure I. 1 : Robert STIRLING 23
Figure I. 2 : Premier moteur Stirling à énergie solaire, en 1872 [38] 33
Figure I. 3 : Moteur Rider de la centrale solaire Phonix, Arizona (États-Unis) [26] 34
Figure I. 4 : Le système Vanguard par Advanco Corporation de 25 kWe[45] 35
Figure I. 5 : Les deux systèmes Parabole/Stirling de 50 kWe installés à Riyadh[49] 36
Figure I. 6 : Le système Parabole/Stirling de 9 $kW_{éle}$ installé en 1991 à Almeria, ... 37
Figure I. 7 : Le système Parabole/Stirling de 7.5 kWe installé en 1992 à l'Indiana [45] 37
Figure I. 8 : Le système EURODISH de 10 kWe installé à Almeria, en Espagne [49] 39
Figure I. 9 : Système Parabole/Stirling de 3 kWe de *InfiniaCorp* 39
Figure I. 10 : Image CAD du Big Dish de *Wizard Power*[60] 40

Figure II. 1 : Carte mondiale de l'irradiation solaire globale 43
Figure II. 2 : Moyenne annuelle de l'irradiation global reçu sur une surface horizontale, cas d'un ciel totalement clair [68]. 44
Figure II. 3 : Moyenne annuelle de la durée d'insolation , (ciel totalement clair) [68] 44
Figure II. 4 : Coordonnées géographiques 45
Figure II. 5 : Coordonnées équatoriales 46
Figure II. 6 : Coordonnées horizontales 47
Figure II. 7 : Algorithme de calcul de la hauteur et de l'azimut du Soleil 48
Figure II. 8 : Utilisation directe de l'énergie solaire [45] 49
Figure II. 9 : Classification des technologies solaire à concentration 50
Figure II. 10 : Système Parabole/Stirling et ses composants 51
Figure II. 11 : Systèmes de concentration parabolique (a : à membrane (*DISTAL II*), b : à pétales (Eurodish), c : à facettes trapézoïdales juxtaposées (WGA)). 52
Figure II. 12 : Systèmes de concentration parabolique a assemblage de méroirs 53
Figure II. 13 : Absorbeur solaire du système EURODISH à Odeillo [45] 53
Figure II. 14 : Récepteur à tube directement éclairé 54
Figure II. 15 : Récepteur utilise le métal liquide (a : reflux pool-boiler receiver, b : heat pipe receiver) 54
Figure II. 16 : Système fermé en contact avec la source (a : chaude, b : froide) 55
Figure II. 17 : Représentation du rôle de déplaceur 56
Figure II. 18 : Raccordement du déplaceur avec le vilebrequin 56
Figure II. 19 : Compression isotherme (étape 1-2) 57
Figure II. 20 : Chauffage isochore (étape 2-3) 57
Figure II. 21 : Détente isotherme (étape 3-4) 58
Figure II. 22 : Refroidissement isochore (étape 4-1) 58
Figure II. 23 : Représentation de cycle théorique de Stirling sur le diagramme (P-V) 59
Figure II. 24 : Cycle théorique et cycle réel de Stirling 61
Figure II. 25 : Configuration du moteur Stirling Alpha 64
Figure II. 26 : Configuration du moteur Stirling Bêta 65
Figure II. 27 : Configuration du moteur Stirling Gamma 65
Figure II. 28 : Configuration des moteurs Stirling à double action[72] 66
Figure II. 29 : Moteur Stirling à piston libre de type Gamma [76] 67

Figure II. 30 : Moteur Stirling à piston libre de type bêta [77] 67
Figure II. 31 : Le bilan de la réaction de méthanisation 68
Figure II. 32 : Processus biochimiques de la digestion anaérobie 69
Figure II. 33 : Potentiel méthanogène de différents substrats [90].....73
Figure II. 34 : Types de digesteurs continus. En haut à gauche : digesteur à dôme fixe. En haut à droite : digesteur à dôme flottant. En bas : digesteur tubulaire en polyéthylène. 74
Figure II. 35 : Photographie des digesteurs anaérobies en mode d'alimentation.....75
Figure II. 36 : Distribution de température dans un brûleur avec et sans recirculation.....77
Figure II. 37 : Schéma et photo du brûleur Swiss-roll cylindrique 78
Figure II. 38 : Exemple d'un bruleur catalytique 79
Figure II. 39 : Systèmes de production de Swirl axial et radiale par ailettes 80
Figure II. 40 : Schéma de l'injection double dans les bruleur tourbillonnaire.....80

Figure III. 1 : Situation géographique de la Willaya d'Adrar [112] 83
Figure III. 2 : L'ensoleillement direct normal (DNI) mesures (le 03 juin 2014) [116].....84
Figure III. 3 : L'ensoleillement direct normal (DNI) mesures (le 15 janvier 2014) [116]...84
Figure III. 4 : Evolution horaire de la température ambiante (en été [112] et en hiver) 85
Figure III. 5 : Evolution horaire de la vitesse du vent (en été [117] et en hiver) 86
Figure III. 6 : Système hybride de production de l'électricité et du Biogaz.....87
Figure III. 7 : Illustration schématique du système hybride avec les positions possible du "R-M-A".....88
Figure III. 8 : La chaine de conversion "solaire-biogaz-électricité" 90
Figure III. 9 : Etapes de conception d'un concentrateur solaire parabolique.....91
Figure III. 10 : La forme du Réflecteur (Paraboloïde) 93
Figure III. 11 : Dimensionnes du concentrateur parabolique du système 93
Figure III. 12 : Représentation de l'angle d'ouverture ψ 94
Figure III. 13 : Point focal en fonction de l'angle d'ouverture 95
Figure III. 14 : La distance Récepteur-point focale 96
Figure III. 15 : Système "Réflecteur/récepteur + échangeur de chaleur" dans Tonatiuh.....99
Figure III. 16 : Configuration géométrique du brûleur "Swiss-roll" à 2 spirales 101
Figure III. 17 : Maillage de la chambre de combustion et de l'échangeur de chaleur.....101
Figure III. 18 : Représentation des déperdition thermique dans le récepteur.....106
Figure III. 19 : Présentation de l'angle d'inclinaison du récepteur.....107
Figure III. 20 : Mécanisme du moteur Stirling à piston libre étudié (MSPL).....109
Figure III. 21 : Les trois zones du moteur (chaude, froide et régénération) 111
Figure III.22 : Présentation des forces appliqué sur MSPL -Béta- (modèle de 1er ordre)112
Figure III. 23 : Présentation des forces appliqué sur MSPL -Béta- (modèle de 2eme ordre de Martinez Saturno) 114
Figure III. 24 : Représentation de passage du gaz de travail dans l'espace annulaire (entre cylindre et le déplaceur).....116
Figure III. 25 : Représentation des forces appliqué sur MSPL -Béta- (modèle de 2eme ordre de S.H. Zare) 118
Figure III. 26 : Présentation du domaine de calcul et le maillage choisi.....119
Figure III.27 : Le sens de transfert d'énergie pour les cinq position du "R-M-A".....122

Figure IV. 1 : Moteurs Stirling a piston libre (a : Sunpower B-I0-B, b : SUTech-SR-1) 125
Figure IV. 2 : Position instantané du piston (Etat statique) 126
Figure IV. 3 : Position instantané du déplaceur (Etat statique) 126
Figure IV. 4 : L'évolution instantané de la pression du gaz de travail (Etat statique) 126
Figure IV. 5 : L'évolution instantané de la pression du gaz de travail (Etat dynamique) . 128
Figure IV. 6 : Position instantané du piston (Etat dynamique) 128
Figure IV. 7 : Position instantané du déplaceur (Etat dynamique) 128
Figure IV. 8 : Diagramme de phase (a : piston; b : déplaceur) 129
Figure IV. 9 : Positions et pression instantané cas de démarrage forcé (excitation : $yp = yp0 + 4\ mm,\ yp = 0.1\ m/s$) 130
Figure IV. 10 : diagramme de phase (a : piston; b : déplaceur), cas de démarrage forcé 131
Figure IV. 11 : Le temps nécessaire pour la stabilité du régime en fonction de l'amplitude d'excitation 131
Figure IV. 12 : Résultante de force sur le piston en fonction de l'amplitude d'excitation 132
Figure IV. 13 : Echec de démarrage du moteur (excitation de -2 mm) 132
Figure IV. 14 : L'évolution de la pression du gaz de travail en fonction de l'amplitude d'excitation 133
Figure IV. 15 : L'influence de vitesse de d'excitation sur la vitesse instantané du gaz de travail 134
Figure IV. 16 : Oscillation stable du piston et du déplaceur (un cycle) 134
Figure IV. 17 : Diagramme P-V obtenu par la simulation numérique du MSPL-Béta 135
Figure IV. 18 : Diagrammes (P-V) obtenu expérimentalement et numériquement (modèles du 2ème et du 4ème ordre) 136
Figure IV. 19 : Paramètres dimensionnelles du concentrateur solaire 137
Figure IV. 20 : Systèmes parabole/Stirling (a : infinia [160]; b : Euro Dish [161]) 138
Figure IV. 21 : Spécifications de conception du brûleur 139
Figure IV. 22 : La demande journalière en électricité (périodes : hivernale et estivale) .. 141
Figure IV. 23 : La consommation journalière des appareils électrique (périodes : hivernale et estivale) 142
Figure IV. 24 : L'évolutions journalières du DNI et de l'élévation (Le 03-06-2014) 144
Figure IV. 25 : Distribution du flux solaire sur la zone circulaire du récepteur 145
Figure IV. 26 : Distribution du flux solaire sur la zone cylindrique du récepteur. 146
Figure IV. 27 : Distribution du flux solaire sur la zone circulaire du récepteur pour différentes valeurs d'angles d'ouverture 147
Figure IV. 28 : Distribution du flux solaire sur la zone cylindrique du récepteur pour différentes valeurs d'angles d'ouverture 148
Figure IV. 29 : L'évolution journalière flux reçus par le récepteur et le rendement du concentrateur (Le 03-06-2014) 150
Figure IV. 30 : L'évolution journalière flux reçus par le récepteur et le rendement du concentrateur (Le 15-01-2014) 150
Figure IV. 31 : L'évolution journalière du flux reçu et absorbée par le récepteur et son rendement (Le 03-06-2014) 152

Figure IV. 32 : L'évolution journalière du flux reçu et absorbée par le récepteur et son rendement (Le 15-01-2014) 152
Figure IV. 33 : Influence de l'angle d'élévation du soleil sur le coefficient de transfert de chaleur par convection naturel 153
Figure IV. 34 : L'évolution journalière de la puissance thermique absorbée et la puissance mécanique produite par le moteur (Le 03-06-2014) 154
Figure IV. 35 : L'évolution journalière de la puissance thermique absorbée et la puissance mécanique produite par le moteur (Le 15-01-2014) 154
Figure IV. 36 : L'évolution journalière de la puissance électrique par le système classique et la puissance électrique demandé par le foyer (faible consommation, 03-06-2014) 155
Figure IV. 37 : L'évolution journalière de la puissance électrique par le système classique et la puissance électrique demandé par le foyer (forte consommation, 03-06-2014) 156
Figure IV. 38 : L'évolution journalière de la puissance électrique par le système classique et la puissance électrique demandé par le foyer (faible consommation, 15-01-2014) 156
Figure IV. 39 : L'évolution journalière de la puissance électrique par le système classique et la puissance électrique demandé par le foyer (forte consommation, 15-01-2014) 157
Figure IV. 40 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé sans et avec ajustement de consommation (Le 15-01- 2014) 159
Figure IV. 41 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé pour différentes positions du "R-M-A" (Le 03-06- 2014) 160
Figure IV. 42 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé pour différentes positions du "R-M-A" (Le 15-01-2014) 161
Figure IV. 43 : Représentation du gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée (Le 03-06-2014) 163
Figure IV. 44 : Représentation du gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée (Le 15-01-2014) 163
Figure IV. 45 : La puissance thermique et le rendement du bruleur en fonction de la vitesse d'injection du biogaz 164
Figure IV. 46 : Contours de Température pour les vitesse d'injection de biogaz 165
Figure IV. 47 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système hybride et la puissance demandé par le foyer (Le 03-06- 2014) 167
Figure IV. 48 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système hybride et la puissance demandé par le foyer (Le 15-01-2014) 167

Liste des tableaux

Tableau II. 1 : Les performances actuel des centrales solaire à concentration [69] 50
Tableau II. 2 : matières organiques utilisé pour la production de Biogaz [79].....69
Tableau II. 3 : Composés à éliminer par traitement selon la valorisation du biogaz [80] ...75

Tableau III. 1 : Puissances des appareils électrique et la durée d'utilisation.....82
Tableau III. 2 : Caractéristiques des matériaux de réflecteurs solaires [120] 91

Tableau IV. 1 : Caractéristiques géométriques et physiques des deux moteurs (Sunpower B-I0-B et SUTech-SR-1)……..…… ……124
Tableau IV. 2 : Validation des résultats statique.....127
Tableau IV. 3 : Comparaison des résultats du modélisation du 1er, 2eme et du 4eme ordre avec les résultats expérimentales.....135
Tableau IV. 4 : Paramètres du simulation du concentrateur solaire 138
Tableau IV. 5 : Les paramètres géométrique et physique du MSPL étudié 140
Tableau IV. 6 : L'angles d'élévation et d'azimut du soleil dans les deux journées types.143
Tableau IV. 7 : Variation du rendement optique en fonction de l'angle d'ouverture 149
Tableau IV. 8 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (faible consommation) 158
Tableau IV. 9 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (avec et sans ajustement) 159
Tableau IV. 10 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (différentes position de "R-M-A") 161
Tableau IV. 11 : Gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée .162
Tableau IV. 12 : Le passage des positions de l'ensemble "R-M-A" dans les deux journées types.....168

Liste des Symboles

Symboles latins

A	[m^2]	Surface
a	[rad]	L'azimut du soleil
b	[N s /m]	Coefficient de frottement visqueux
C	/	Fractions massique
CN	/	Facteur de concentration solaire
Cp	[J/kg.k]	Chaleur spécifique massique à pression constant
Cv	[J/kg.k]	Chaleur spécifique massique à volume constant
D	[m]	Diamètre
DNI	[W/m^2]	Rayonnement Direct Normal
E	/	Facteur d'air
e	[J/Kg]	Énergie interne massique
Ei	[J]	Energie interne
f	[m]	Distance focale
g	[m/s^2]	Gravité
Gr	/	Nombre de Grashof
H	[m]	Hauteur
h	[$W/m^2.k$]	Coefficient de transfert de chaleur
Ha	[rad]	L'angle horaire
ha	[rad]	Hauteur du soleil
K	[N/m]	Constante de raideur du ressort
L	[m]	Longueur caractéristique
La	[°]	Latitude
m	[kg]	Masse
Nu	/	Nombre de Nusselt
P	[Pa]	Pression
Pr	/	Nombre de Prandtl
PCI	[kWh/m^3]	Pouvoir calorifique inférieur
Q	[J]	Quantité de chaleur
$\dot{Q}$	[W]	Puissance thermique
R	[J/kg.k]	Constante spécifique des gaz parfait,
Ra	/	Nombre de Rayleigh
r	[m]	Rayon
S	[$N / (m^2 \cdot s)$]	Terme source
T	[K]	Température
t	[s]	Temps
U	[m/s]	Vecteur vitesse avec deux composantes (x et y)
V	[m^3]	Volume

v	[m/s]	Vitesse de gaz
W	[J]	Travail mécanique
$\dot{W}$	[W]	Puissance (mécanique ou électrique)
X	/	Fraction molaire
y	[m]	La position instantanée (du piston ou du déplaceur)
z	[m]	Distance

Symboles grecs

α	[rad]	L'ascension droite
δ	[rad]	Déclinaison
ε	/	Émissivité du matériau
η	[%]	Rendement
θ	[°]	L'angle d'inclinaison
λ	[W/m.K]	Conductivité thermique de l'air
υ	[m^2/s]	Viscosité cinématique
ρ	[Kg/m^3]	Densité
σ	/	Constante de Stefan Boltzmann
τ	[Pa]	Tenseur de contrainte
ϕ	[rad]	Longitude
ψ	[°]	Angle d'ouverture

Indices :

a	ambiant
alt	alternateur
atm	atmosphérique
bru	bruleur
c	chaude
chem	chimique
conv.t	convection total
conv.n	convection naturelle
conv.f	convection forcée
con	concentrateur
comb	combustion
d	déplaceur
d0	déplaceur à l'équilibre statique
dp	déplaceur-piston
éch.éclairé	échangeur éclairé
éle	électrique
éle.p	électrique produite
éle.d	électrique demandé
f	froide
fum	fumée
g	gaz

gon	gonflage
m	moyenne
méc	mécanique
ms	moteur Stirling
p	piston
p0	Piston à l'équilibre statique
p.con	perdu dans le concentrateur
r	régénération
réc	récepteur
réc.cyl	partie cylindrique du récepteur
réc.cir	partie circulaire du récepteur
réc-f	récepteur-point focal
tot	total

Introduction Générale

Ces dernière années la demande en énergie électrique n'a pas cessé d'augmenter dans le monde entier non seulement à cause de la croissance démographique mais surtout du cadre de vie de la population qui a totalement changé est devenue beaucoup plus dépendant de l'électricité en matière de communication (internet, téléphone portable) et confort qui englobe l'éclairage (publique et domestique), le chauffage et climatisation et aussi les équipements domestiques (cuisine et ménages). Cependant, avec toute cette augmentation de la production d'électricité, on compte plus d'un milliard de personnes n'ont toujours pas accès à l'électricité [1]. Ces gens vivent en grande partie dans des régions rurale et isolés ou dans des habitations dispersées rendant l'électrification par raccordement au réseau national plus complexe et très couteux à installer pourtant leurs besoins en énergie sont une réalité de leur existence quotidienne et leurs consommations d'électricité est bien modestes en comparaison de celles des habitants des régions urbaines. Un moyen pour résoudre ce problème consiste souvent à l'usage des groupes électrogènes en utilisant des combustibles fossiles comme carburants tel que l'essence et le diesel qui représentent les principaux dérivés du pétrole.

Toutefois, ces sources d'énergie fossiles sont sur le point d'être épuisés [2] et c'est l'un des enjeux majeurs auxquels l'humanité fait face (les réserves mondiales sont estimées à 80 ans au rythme de production actuel)[3], en plus, l'utilisation croissante des combustibles fossiles contribue à l'aggravation de problèmes environnementaux tels que les émissions des gaz à effet de serre et les pluies acides et l'eutrophisation [4]. Outre ces défis environnementales et climatiques, le coût du transport de ces combustibles constitue une considération majeure pour le développement économique dans les régions rurales et isolées.

Le moyen le plus approprié et économique de répondre à la demande en électricité dans ces sites isolé est d'envisager à installer des systèmes d'autoproduction de l'électricité (l'autonomie en électricité). Le moteur Stirling peut être une solution intéressante non seulement pour son aspect énergétique car il est capable d'atteindre l'efficacité de Carnot [5, 6], mais aussi pour des considérations environnementales car il a l'avantage d'utiliser des énergies renouvelables comme source de chaleur pour la génération de l'électricité, telle que l'énergie solaire [7] et le biogaz ou la biomasse qui sont disponibles dans les zones rurale ou reculées [8] limitant ainsi les émissions de gaz à effet de serre

Aussi, les moteurs Stirling peuvent être accouplé à un concentrateur parabolique pour former le système " Parabole/Stirling", ce dernier présente une solution fiable et favorable à l'environnement pour la production autonome de l'électricité avec un excellent rendement de conversion de l'énergie thermique solaire en électricité, par exemple, un tel système a enregistré une efficacité de conversion d'énergie électrique de 29,4% en 1984 [9, 10] et de 32% 2013 [11].

De plus, le coût des systèmes Parabole/Stirling a considérablement diminué au cours des dernières années grâce au succès des projets de démonstration et à la commercialisation accrue de cette technologie. Les fournisseurs qui ont développé des systèmes solaires Stirling sont en nombre limité. Des sociétés telles que *Infinia*, *Stirling Solar Systems* et *Sun Power Inc*. proposent des systèmes de paraboles Stirling disponibles dans le commerce dans diverses gammes. D'autres fournisseurs tels que *Wizard Power*, *SchlaichBergerman*, *Science Applications Int*. ont des systèmes de parabole Stirling en phase pilote [12].

Jusqu'à présent, les implémentations commerciales des systèmes parabole/Stirling étaient soit à petite échelle, soit en phase de planification est cela pour plusieurs raisons, l'une entre elles est le problème d'indépendance entre la production et la demande en électricité à cause de la périodicité du rayonnement solaire, cette dernière, comme la plupart des énergies renouvelables, est dépendante des conditions climatiques et aussi des cycles de variation temporelles comme les cycles saisonniers et l'alternance jour / nuit [13]. De plus, le besoin en électricité doit être assurée en contenu pendant toute la journée et même la nuit. L'une des solutions consiste à l'utilisation des batteries pour stocker le surplus de la production et de le réutiliser en cas de manque (donc assurer la continuation de production), cependant, ces batteries représentent un risque de pollution important car les filières de gestion et recyclage des batteries usagées sont inexistantes dans ces régions isolées, ainsi que leurs prix est exagéré. D'autre solution consiste à stocker l'excès de chaleur par un médium tel que le sel fondu, mais cela n'est possible que pour les grandes installations vu les différentes difficultés technique de stockage et la nécessité des quantités de chaleur importantes pour assurer la fusion.

Par conséquent, le système le plus adapté qui répond au besoin de la population en matière de l'approvisionnement en l'électricité en contenue quel que soit les circonstances sans avoir recours aux techniques de stockages consiste à installer un procédé de génération de l'électricité par hybridation de la source d'énergie principale (solaire) avec d'autre source d'énergie renouvelable disponible dans le site.

Dans ce travail on s'est intéressé essentiellement à envisager la possibilité d'utiliser un système hybride Parabole-Stirling/Biogaz pour la production autonome de l'électricité dans les sites isolé. Contrairement au système Parabole/Stirling classique qui fonctionne seulement en présence du soleil, le système hybride en question est équipé d'un vérin électrique piloté par un système de commande permet de déplacer l'ensemble "Récepteur-Moteur-Alternateur" en fonction de la demande de tel sort que si l'énergie solaire est insuffisante, un bruleur à Biogaz démarre automatiquement pour assurer l'apport de chaleur. De plus, en cas d'excès de chaleur issue de l'énergie solaire le système hybride est conçu de façon à récupérer cet excès et de le transférer vers le digesteur de Biogaz afin d'améliorer son rendement de production. Une telle stratégie permet à la fois d'exploiter toute l'énergie solaire transférée vers le récepteur, et d'assurer la continuation de la production d'électricité en fonction de la demande. Dans le système hybride la génération de l'électricité passe par une chaîne de conversion (solaire-biogaz/électricité), cependant, il n'existe pas ou très peu de modèle global permettant de quantifier de façon précise les pertes énergétiques lors de la conversion de l'énergie solaire ou la combustion du Biogaz en électricité. C'est pourquoi cette étude consiste aussi à créer ces outils de modélisations permettant ainsi de quantifier les quantités d'énergies dans la chaine de production.

Le présent travail est organisé en quatre parties :

Le premier chapitre de ce manuscrit est consacré à l'état de l'art de développement et de modélisation des moteurs Stirling et du moteur Stirling associer à l'énergie solaire au cours du XIX^{e} et XX^{e} siècle. Cet état de l'art est complété par une historique sur le développement des systèmes Parabole/Stirling hybride.

Le deuxième chapitre porte principalement sur des notions fondamentales des sources de chaleur utilisées par notre installation hybride, il s'agit du Solaire et du Biogaz. Dans cette partie, la distribution de l'énergie solaire et un modèle détaillé sur la position du soleil en fonction de l'emplacement et la date précise sont présentés. En outre, après une classification des technologies solaire, les principaux composants des systèmes Parabole/Stirling sont décrits en détail y compris le moteur Stirling qui représente l'élément principale dans ce système. Aussi, une description complète du principe de fonctionnement des moteurs Stirling ainsi que leurs cycles théorique et réel sont présentés. En plus, un aperçu sur les avantages, les inconvénients et les applications de ce type de moteur et les différentes configurations existantes sont également présentés. À la fin de ce chapitre, une synthèse sur la méthanisation et les matières premières utilisées lors de la production du Biogaz, ainsi que les paramètres influençant la production et le principe de fonctionnement d'une unité de méthanisation sont décrits. Nous avons abordé aussi le problème des chambres de combustion à petite échelle et présenté aussi quelques types de bruleur destinés à ce genre de chambres.

Le troisième chapitre est composé principalement de deux parties importantes. La première partie est consacrée à l'estimation de la demande en énergie électrique nécessaire à la couverture des besoins d'un foyer situé dans une zone rurale. Deux niveaux de demande (faible demande et forte demande) ont été considéré pour tester les limites de l'installation. Afin de simuler le comportement réel de l'installation sous différentes conditions météorologiques, deux journées types ont été choisi comme référence pour mener cette investigation. La seconde partie se concentre sur l'étude de la chaîne de conversion de l'énergie thermique émanant du soleil et celle produite à partir de la combustion du biogaz nécessaire pour la conversion en énergie électrique. Cette étude est réalisée par modélisation des différents composants du système hybride Parabole-Stirling/Biogaz. Le concentrateur est modélisé en utilisant le logiciel de calculs optiques Tonatiuh permettant d'évaluer le flux solaire concentré au niveau du récepteur. En plus, une simulation numérique du bruleur à Biogaz sous le logiciel ANSYS Fluent est présentée permettant de calculer le flux transmet au récepteur. L'estimation des pertes thermiques par convection (naturelle et forcée) et par rayonnement dans le récepteur en fonction du flux absorbé a été déterminée au moyen d'un modèle numérique développé sous MATLAB. En ce qui concerne le moteur Stirling, plusieurs modèles sont exposés dans le but de sélectionner le meilleur en termes de précision. Tous ces modèles vont permettre aussi la détermination du rendement de chaque composant.

Dans le dernier chapitre, la validation expérimentale du modèle numérique du moteur Stirling à piston libre et les résultats d'accélération des calculs sont présentés dans un premier temps., Ensuite, Les résultats relatifs à la demande en électricité et la position instantané du soleil sont examinés. Nous étudions aussi, le comportement du concentrateur, du récepteur, et du moteur Stirling en termes de puissances "entrée-sortie" et de performances en fonction des variations temporelles de l'irradiation solaire calculées dans le cas des deux journées. La comparaison entre

les données relatives à la puissance électrique produite par l'installation sous les conditions météorologique spécifiques et de la demande du foyer en question ouvre la voie au contrôle de positionnement de l'ensemble "Récepteur-Moteur-Alternateur" pour couvrir le besoin du foyer et assurer aussi la continuation de la production de l'électricité toute en profitant le maximum de toute l'énergie solaire disponible.

En fin, dans la conclusion nous avons fait une synthèse de l'ensemble des résultats obtenus. Des réflexions et des perspectives d'applications pour la suite de ce travail ont été aussi présentées.

Chapitre I :
État de l'art

I.1 Développent des moteurs Stirling

I.1.1 Moteur Stirling au cours du XIX^{e} siècle

Les innovations techniques et scientifiques sont en partie à l'origine de l'essor industriel européen du XIX^{ème} siècle appelé « révolution industrielle », la machine à vapeur, est le symbole de cette étape historique. Cependant, ces machines étaient grosses, coûteuses, inefficaces et très dangereuses, avec le risque d'explosion des chaudières en essayant d'atteindre des pressions élevées. Tous ces problèmes, ainsi que les problèmes de conception, la mauvaise qualité des matériaux et l'inexistence partielle ou totale des plans de maintenance des machines [14]ont poussé le Pasteur *Robert Stirling* (Figure I.1) à inventer le " Moteur à air chaud " dont le brevet fut déposé en 1816. Le principe de ce moteur est assez simple, l'approvisionnement de la chaleur est effectué à partir de la surface externe du moteur en contact avec la source chaude. La conversion de cette énergie calorifique en énergie mécanique est assurée par l'air en effectuant un cycle thermodynamique. Ce cycle est composé de quatre transformations successives qui sont respectivement chauffage, détente, refroidissement et compression.



Figure I. 1 : Robert STIRLING

Ces moteurs étaient très populaires à cause de leurs simplicité et facilité d'utilisation, fonctionnaient presque sans bruit avec plusieurs sources d'énergie externe, étaient aussi très propres et efficaces par rapport aux moteurs à vapeur [14]. Cependant, à cette époque, les moteurs Stirling étaient petits et la puissance produite par le moteur était faible (100 W à 4 kW).

En 1843, *James Stirling* (l[e] frère de Robert Stirling) inscrivit le moteur à usage industriel dans l'usine dans laquelle il travailla lui-même comme ingénieur. En outre, il avait diverses utilisations dans les applications industrielles et agricoles.

En 1853, *John Ericsson* construisit un grand moteur marin Stirling doté de quatre pistons de 4,2m de diamètre et d'une course de 1,5 m produisant une puissance de 220 kW à 9 tr / min [15].

I.1.2 Moteur Stirling au cours du XX[e] siècle

Malgré que le moteur Stirling soit sûr et efficace, dès le début du XX[e] siècle, ce moteur eut beaucoup de mal à s'imposer face au développement rapide du moteur à combustion interne et du moteur électrique.

il a fallu attendre 1937, lorsque le laboratoire de recherche Philips à Eindhoven, aux Pays-Bas, a porté le moteur Stirling à un niveau de développement technologique élevé grâce à l'utilisation des équations de la physique thermique et des nouveaux matériaux, tels que l'acier inoxydable[16]. Ils ont même crée plusieurs prototypes basés sur des descriptions et des dessins de livres anciens[17]. En 1946, selon le *Philips TechnicalReview*, la renaissance du moteur Stirling avait été annoncée au monde, avec des dimensions constructives et des poids très faibles par rapport aux moteurs d'origine. Elle décrivait deux types de moteurs, le premier "simple piston" était une copie du modèle d'origine du brevet 1816 et le deuxième « double piston » conçu par *H.Rinia*[18].

Depuis, Les travaux sur les moteur Stirling n'ont cessé de progresser. Ils ont été concentrés sur le développement des modèles mathématiques ou numériques pour améliorer les performances des moteurs, ainsi, d'essayer d'inventer de nouveaux types plus performants que ceux existent.

I.2 Développement des modèles d'analyse des moteurs Stirling

Plusieurs recherches ont été faites sur les moteurs Stirling en utilisant plusieurs méthode d'analyse, une des classifications de ces méthodes d'analyses est proposée par *Martini*[19]. Ces analyses sont classées par ordre croissant de perfectionnement :

I.2.1 Analyses d'ordre zéro

C'est une approche empirique basé sur plusieurs données expérimentales relevé par *William Beale* des moteurs Stirling fonctionnes dans des conditions similaire [19].

I.2.2 Analyses d'ordre un

Contrairement à la modélisation d'ordre zéro, la modélisation ordre un est une approche analytique proposée par *Gustav Schmidt* en 1871. *Schmidt* a considéré que les espaces de compression et de détente sont isothermes, le fluide de travail est à la température de la source chaude dans l'espace de détente et à la température de la source froide dans l'espace de compression. La pression du fluide dans le moteur est supposée uniforme. L'énergies cinétiques et potentielles du gaz sont négligées. Les échangeurs de chaleur sont supposés parfaits, La variation des volumes dans les cylindres est supposée sinusoïdale [20, 21]. Ce modèle permet de prédire les performances des

moteurs Stirling d'une façon surestimés par rapport la réalité en raison des hypothèses irréalistes de régénération parfaite et transfert de chaleur infini [22, 23]. En 1960 *Finkelstein*a proposa une autre méthode plus réaliste, appelée analyse adiabatique. Il a supposé que les espaces de compression et de détente sont adiabatiques plutôt qu'isothermes [5, 24]. Malgré que l'analyse isotherme et adiabatique sont appliquées aux mêmes moteurs avec des hypothèses identiques, les résultats n'étaient pas trop prometteur parce que les deux modèles ne prennent pas en compte les pertes dans la machine, ce qui entraîne un rendement élevé par rapport au moteurs réels [5].

Cette analyse classique du cycle est utilisée jusqu'à présent [21, 25, 26] en raison de sa simplicité et aussi la facilité de son traitement par méthodes analytiques.

I.2.3 Analyse du deuxième ordre

Cette modélisation est basée sur les analyses du premier ordre tout en intégrant les différentes pertes de puissance tel que les pertes thermiques (transferts thermiques imparfaits aux niveaux des échangeurs, imperfection du régénérateur, conduction de chaleur des parties chaudes vers les parties froides, pertes thermiques dues au mouvement de la navette du piston, et les pertes par pompage), ainsi que les pertes de charge résultants des frottements visqueux du gaz lors de l'écoulement du fluide dans les différents composants du moteur [19, 20].

De nombreux modèles basés sur cette analyse ont déjà été présentés dans la littérature. *.N.C.J.Chen* et *F.P.Griffin* ont regroupé un nombre considérable de ces modèles dans leurs livre [27] :

I.2.3.1 Modèle de Qvale (1967) - (analyse adiabatique)

Ce modèle de second ordre est basé sur un cycle adiabatique idéal, sans frottement avec une étanchéité parfaite. Les changements de pression, les variations de masse, les déplacements de piston et les changements de volume sont tous supposés être sinusoïdaux. Le problème a été formulé avec la pression, la température et la masse en tant que variables indépendantes. Ainsi, les déplacements de piston sont des valeurs probables qui dépendent des trois variables indépendantes. Ce type d'analyse convient mieux à la synthèse de moteur qu'à la prédiction de performances d'un moteur spécifique.

Qvale a validé son modèle en le comparant à un moteur Stirling expérimental (Allison PD-67A). Ses prévisions concernant le flux de chaleur entrée, la puissance de travail et l'efficacité indiquée se comparent favorablement aux données d'essai sur une plage de régime du moteur qui varie entre 1500 à 3 000 tr / min.

I.2.3.2 Modèle de Rios (1969) - (analyse adiabatique)

Rios et *Qvale* ont tous deux effectué leurs études supérieures auprès du professeur *J. La. Smith* au Kassachusetts Institute of Technology (MIT). Rios a développé les travaux d'*Qvale* par son modèle adiabatique de second ordre. Il a utilisé les mêmes hypothèses de base que *Qvale* avec modification de la formulation du problème de sorte que les déplacements de piston et du déplaceur ne sont pas sinusoïdaux (tels que ceux résultant de vilebrequins à bielles courtes).

Le travail de *Rios* a été appliqué aux réfrigérateurs Stirling. Cependant, *Martinis* a obtenu le code informatique de *Rios* et l'a modifié pour l'adapter à une application de moteur Stirling. *Martini* a ensuite comparé le modèle de *Rios* modifié à 18 points à des données provenant du moteur GM 4L23. Le code surestimait la puissance et l'efficacité à l'environ de 24% et 16% respectivement.

I.2.3.3 Modèle de Martini (1978) - (analyse isotherme)

Martini a publié une documentation détaillée sur son modèle de second ordre. Dans son analyse, il a supposé que les températures de gaz dépendant du temps dans les espaces de détente et de compression d'un moteur Stirling réel peuvent être exprimées en tant que températures effectives moyennées dans le temps. La température effective du gaz chaud sera inférieure à la température de l'appareil de chauffage et la température effective du gaz froid sera supérieure à la température du refroidisseur.

Ces températures ont été calculées à partir des coefficients de transfert de chaleur calculés dans le réchauffeur et le refroidisseur du moteur. Une procédure itérative est nécessaire pour les calcule telle que décrite par *Martini*.

Pour valider le modèle, *Martini* a appliqué son code à deux moteurs de référence, GPU-3 et 4L23, tous les deux sont de *General Motors (GM)*. Comparées aux valeurs expérimentales pour le GPU-3 et aux valeurs prédites par GM pour le 4L23, la puissance et l'efficacité calculées par *Martini* se situaient dans les limites de la bande d'erreur de 20%, si aucun facteur de correction de chute de pression dans l'écoulement n'est utilisé. Une amélioration considérable (réduction de moitié des bandes d'erreur) peut être réalisée si un facteur de correction d'environ 2,9 est appliqué aux coefficients de résistance au débit, ou les coefficients de transfert de chaleur calculés sont ajustés par un facteur de 0,8.

I.2.3.4 Modèle de Lee et al. (1981) - (analyse adiabatique)

Le modèle *Lee et al* est une application de l'analyse adiabatique de second ordre de *Rios*. Dans ce modèle, un mécanisme de perte de puissance unique a été introduit. Il s'agit de la perte de transfert de chaleur cyclique (ou perte du ressort à gaz) résultant du chauffage et du refroidissement périodiques du gaz de travail près des interfaces paroi-gaz à l'intérieur des cylindres. Dans leurs applications au moteur Viking-1, *Lee* et ses collaborateurs ont pu quantifier la perte de transfert de chaleur cyclique. Parmi les quatre principales pertes de puissance identifiées (adiabatique, transfert de chaleur cyclique, perte de charge et échangeur de chaleur), il a été démontré que la perte de transfert de chaleur cyclique occupait la deuxième place, contribuant pour environ un tiers à la perte de puissance totale.

Le modèle de *Lee et al*. a été affiné et vérifié par *Sunpower, Inc*., dans l'analyse de troisième ordre. Pour la validation du modèle, le modèle se comparait assez bien aux données de test du GPU-3. Le modèle surestimait la puissance et l'efficacité de 15%, à condition qu'un facteur de correction de 2,5 soit appliqué à la résistance à l'écoulement.

I.2.3.5 Modèles de Shoureshi (1982) - (analyse adiabatique et isotherme)

Avec des objectifs dans les applications à faible différence de température, *Shoureshi* a développé deux modèles mathématiques de moteur Stirling. Les deux modèles sont des méthodes de conception de second ordre. Ils sont appelés *modèle complet* et *modèle simplifié*.

Le modèle complet est basé sur l'analyse de second ordre adiabatique de *Rios*. Cependant, des corrélations mises à jour pour deux pertes importantes ont été utilisées : Le frottement mécanique et les pertes de transfert de chaleur transitoires. Pour le frottement mécanique, *Shoureshi* a développé une corrélation basée sur les données du moteur à combustion interne. Pour la perte de transfert de chaleur transitoire dans les cylindres, *Shoureshi*a a proposé une autre approche excluant les facteurs d'amélioration du transfert de chaleur, tels qu'ils avaient été initialement calculés par *Lee et al*. (§ I.2.3.4).

Pour parvenir à une méthode de conception d'optimisation efficace et à une solution sous forme fermée, *Shoureshi* a développé un modèle simplifié. Cette méthode implique l'analyse isothermiques de *Schmidt* plus de correction.

Pour vérifier le modèle complet, *Shoureshi* a comparé ses prévisions aux mesures du moteur à haute température suivant : Philips, Allison et GPU-3. Il a été montré que le modèle complet prédit les performances du moteur dans la plage d'incertitude expérimentale. Des conclusions similaires ont été revendiquées pour les prédictions du modèle simplifié.

I.2.3.6 Modèle de Heames(1982) - (analyse adiabatique)

Heames et al.du*Laboratoire national d'Argonne* (ANL) ont développé un code d'analyse de moteur de Stirling orienté aux utilisateurs. Le programme d'ordinateur comprend quatre modules : (1) processeur d'entrée, (2) processeur de sortie, (3) fonction standard module, et (4) module d'analyse. Les modules d'entrée et de sortie utilisent un format flexible qui simplifie la saisie et la récupération des données pour de nombreuses configurations de moteur Stirling. Les deux modules permettent également de spécifier plusieurs exécutions sur ordinateur pour les études paramétriques. Le module de sortie enregistre les résultats paramétriques sur un fichier externe pour les utilisateurs dotés de fonctionnalités graphiques. Le module de fonction standard est une bibliothèque de sous-programmes qui fournit à l'utilisateur des corrélations et des fonctions numériques couramment utilisées dans les analyses de moteur Stirling. Le module fonction inclut :

- Des corrélations dépendantes de la température pour les propriétés physiques de nombreux fluides et métaux différents ;
- Les corrélations de facteur de friction et de transfert de chaleur pour de nombreuses configurations différentes de chauffage, de refroidissement et de régénération ;
- Corrélations des pertes thermiques du moteur telles que le transfert de chaleur de la navette et la conduction dans la paroi du cylindre.
- Des sous-programmes pour calculer les variations de volume des cylindres pour différents types de mécanismes d'entraînement à manivelle.

Le module d'analyse contient les calculs thermodynamiques du moteur Stirling. Un utilisateur pourra éventuellement choisir parmi plusieurs algorithmes thermodynamiques. Cependant, la seule méthode d'analyse utilisée dans la présente édition du programme d'ordinateur repose sur la méthode de conception adiabatique de second ordre de *Rios*. Une copie sur bande et un manuel d'utilisation du code de conception du moteur Stirling d'ANL seront disponibles sur demande auprès du *National Energy Software Center*.

Le code informatique d'ANL a été validé par rapport aux données du moteur expérimental GPU-3. Les prédictions informatiques pour la puissance de sortie indiquée se comparent favorablement aux données expérimentales. Cependant, le programme informatique semble surestimer l'efficacité de près de cinq points de pourcentage, en particulier aux faibles régimes.

I.2.4 Analyses du troisième ordre (mono-dimensionnel)

Cette analyse consiste en un premier temps à spécifier les dimensions et les conditions de fonctionnement du moteur telle que la température et la pression et puis de diviser le moteur en plusieurs volumes de contrôle et nœuds. Ensuite, les équations de conservation de la masse, quantité de mouvement et énergie, ainsi que l'équation d'état du gaz sont appliquées sur chaque volume de contrôle. Inclure des formules empiriques pour le coefficient de frottement et le coefficient de transfert de chaleur. Les méthodes numériques doivent être appliquées pour résoudre le système [20]. Il faut noter que ce modèle présente un gros handicap du fait qu'elles ne simulent pas proprement le comportement du fluide, notamment la turbulence, ainsi qu'il utilise des corrélations empiriques pour calculer les coefficients de transfert de chaleur et de frottement.

De nombreux modèles de ce type d'analyse ont déjà été faits. Parmi lesquels on cite :

I.2.4.1 Modèle de Finkelstein (1975)

Le modèle de *Finkelstein* est une méthode de conception du troisième ordre. *Finkelstein* a fait deux hypothèses majeures dans la dérivation des équations différentielles qui régissent l'écoulement du fluide. Tout d'abord, le terme d'énergie cinétique du gaz a été ignoré dans l'équation de l'énergie. Deuxièmement, l'équation du moment a été réduite. *Finkelstein* a aussi divisé les composants du moteur et les espaces de gaz en réseaux nodaux. Les nœuds ont été traités comme des régions de température et de masse variables. Le transfert d'énergie et de masse entre les nœuds résultait des différences de température et de pression calculées. Tous les chemins de conduction, de convection et de transport de masse ont été inclus. Il a utilisé aussi une technique spéciale pour réduire le temps de convergence nécessaire à la recherche d'une distribution cyclique de la température nodale à l'état stable. Ceci a été accompli en ajustant manuellement des températures de chaque nœud à la fin de chaque révolution du piston en fonction des bilans thermiques nets au niveau des nœuds. Par exemple, si un bilan thermique nodal sur un cycle de piston indique qu'il existe un flux net de chaleur dans un nœud, la température du nœud est alors ajustée. *Finkelstein* a indiqué que son modèle avait été validé, mais que les résultats ne pouvaient pas être évalués. Cependant, son programme est maintenant disponible dans le commerce pour une utilisation générale sur le système informatique CDC Cybernet.

I.2.4.2 Modèle de Vanderbrua (1977)

Le laboratoire Vanderbrug du Jet Propulsion (JBL) a présenté un programme à usage général pour l'analyse des moteurs Stirling. Le programme, connu sous le nom de modèle d'ordinateur de cycle de Stirling (SCCM), a été initialement conçu pour les moteurs Stirling utilisés dans des applications sous-marines. Cette analyse consiste à utiliser une équation de base simplifiée dans laquelle les effets d'inertie des gaz ont été ignorés. Les attributs du programme SCCM incluent :

- ✓ Les processus thermodynamiques de chaque volume de contrôle sont quasi statiques pendant un court intervalle de temps ;
- ✓ Les corrélations empiriques ou théoriques des caractéristiques de performance des composants sont facilement modélisées par une méthode paramétrique à blocs (nodale);
- ✓ Des sous-programmes adaptés à l'utilisateur peuvent être assemblés pour tout système physique particulier à modéliser.

Hoehn a validé le modèle de Vanderbrug contre le seul point de données expérimenta les JPL publié à ce jour. La puissance nette indiquée prévue par le programme SCCM n'était supérieure que de 1% à la valeur mesurée, même si les amplitudes prédites de la puissance indiquée pour les pistons à expansion et à compression individuels étaient sous-estimées respectivement de 15% et 32%. *Hoehn* a également appliqué une analyse de *Schmidt* au point de données unique. Les prévisions de *Schmidt* étaient presque aussi bonnes que celles du modèle SCCM.

I.2.4.3 Modèle de Tew et al. (1978)

Le modèle de *Tew et al*. du centre de recherche Lewis du NASA (Lewis National Aeronautics and Space Administration) est une méthode de modélisation de troisième ordre moins rigoureuse. Ils ont utilisé trois équations de base (conservation de la masse, de l'énergie et de l'équation d'état) pour déterminer la thermodynamique du gaz (distribution de la température et de la masse et le niveau de pression) à chacun des 13 nœuds. Plusieurs simplifications ont été utilisées pour minimiser les temps d'intégration numériques :

- ✓ Premièrement : l'équation de la quantité de mouvement a été totalement ignorée et une pression commune sur les 13 nœuds de gaz et a été supposée à chaque pas de temps ;
- ✓ Deuxièmement : l'énergie cinétique a été négligée dans l'équation d'énergie ;
- ✓ Troisièmement : les trois processus qui contribuent aux changements de température du gaz (changements de pression, mélange de gaz et transfert de chaleur) ont été traités indépendamment.

L'intégration numérique a nécessité 30 à 40 cycles de piston pour s'approcher des distributions cycliques en régime permanent de la masse de gaz et de la température dans le régénérateur. Les pertes de charge, de navette et de conduction ont été prises en compte en incluant ces calculs uniquement lors du dernier cycle de l'intégration numérique. Dans le dernier cycle, on supposait que la pression commune à chaque pas de temps existait au centre du régénérateur. Les pressions dans l'espace de compression et de détente ont ensuite été calculées en estimant les pertes de charges dans chaque volume de contrôle à partir de corrélations en régime permanent et en

additionnant ces pertes de charge. La surface nette délimitée par les courbes pression-volume des espaces de compression et de détente est égale à la sortie de travail indiquée. Ainsi, les pertes de charge sont découplées du calcul des distributions de masse et de température, mais elles affectent les prévisions de rendement de travail.

Tew et al. Ont comparé leur théorie aux données expérimentales du moteur GM GPU-3 Stirling. Lorsque le facteur de frottement du régénérateur a été augmenté de 4,0 et 2,6 respectivement pour l'hydrogène et l'hélium, le modèle a surestimé la puissance et l'efficacité de 5 à 30%.

I.2.4.4 Modèle de Chiu et al. (1979)

Chiu et al. de General Electric Company (GE) a développé un programme thermodynamique (TDP) qui comprend des analyses thermodynamiques et dynamiques pour les applications de moteurs Stirling à pistons libres. Ils ont discrétisé la machine en un réseau nodal, puis, ils ont converti les équations différentielles en équations aux différences et ils ont finalement appliqué un schéma d'intégration transitoire aux différences finies. Certaines hypothèses clés étaient l'utilisation de corrélations empiriques à l'état d'équilibre pour le transfert de chaleur et la résistance à l'écoulement, ainsi que la loi des gaz parfaits. Le code actuel n'a pas incorporé des pertes aussi importantes que la conduction statique de la chaleur, les pertes dues à la navette et le transfert de chaleur transitoire. Ces pertes ont été estimées manuellement et corrigées au besoin. Ce dernier aspect ressemble beaucoup aux méthodes du second ordre.

Le modèle de GE a été validé par rapport à un prototype de machine et les résultats sont jugés relativement satisfaisants. En fait, pour l'apport de chaleur, les prévisions et les données d'essais concordaient assez bien, avec environ ± 15W. Quant à la puissance indiquée, elle est surestimé d'environ 41% en moyenne et pour l'efficacité indiquée, l'erreur moyenne était d'environ 37%.

Les prévisions de GE auraient peut-être mieux ajusté aux données, mais leur but était de minimiser l'utilisation de facteurs de correction dans les corrélations de transfert de chaleur et de frottement des fluides.

I.2.4.5Modèle de Giansante (1980)

Giansante de MechanicalTechnology, Inc. (MTI) a acquis le code de la NASA-Lewis et l'a appliqué au moteur de test à piston libre Stirling. Etant donné que le code NASA-Lewis a été développé spécifiquement pour les moteurs de type cinématique, les modifications suivantes ont été apportées :

- ✓ Les ressorts à gaz pour les pistons libres ont été modélisés comme des volumes de contrôle séparés avec transfert de chaleur et fuite d'étanchéité ;
- ✓ Des orifices de centrage pour les pistons libres (ceux-ci éliminent la migration des pistons libres en raison des fuites de joints d'étanchéité) ont été simulés d'une manière similaire à la méthode de la NASA-Lewis ;
- ✓ Un sous-programme permettant de prédire la dynamique des pistons libres a été mis en œuvre. Deux types de charge intéressants étaient un alternateur linéaire et un dissipateur de vélocité.

MTI ont comparé leur modèle Stirling à piston libre à deux points expérimentaux (puissances faible et élevée) de leur moteur de démonstration technologique DOE de 1 kW. Dans la comparaison, la dynamique du piston (positions, vitesses, accélérations) a été spécifiée dans le code à partir de données expérimentales. La puissance et l'efficacité indiquées ont été surévaluées de 8% et 55% en moyenne, respectivement. Malheureusement, la portée de l'effort de validation de MTI était très limitée et ils n'ont pas pu identifier d'améliorations spécifiques aux hypothèses de la NASA-Lewis.

I.2.4.6 Modèle de Azetsu et al. (1982)

C'est le seul modèle mathématique japonais publié en anglais, peut être classé comme une analyse de troisième ordre. Cependant, il est similaire à celui de *Tew et al*. car :

- ✓ Une pression commune dans tous les espaces a été supposée ;
- ✓ L'énergie cinétique des gaz a été ignorée ;
- ✓ L'équation de quantité de mouvement a été découplée des autres équations. Une équation d'inertie à l'état d'équilibre a été utilisée uniquement pour les calculs de perte de charge.
- ✓ Une similarité a également été trouvée dans la méthode de résolution et la procédure de convergence numérique. Le modèle a été conçu pour s'adapter à diverses configurations de moteur, conditions de fonctionnement et propriétés thermiques.

Ce modèle a été validé par un moteur de démonstration Stirling à deux pistons, fabriqué et construit à l'Université de Tokyo, au Japon. Un bon accord a été obtenu pour les diagrammes (P-V), la variation cyclique de la température, le travail indiqué et le rendement thermique. Ils ont également conclu que les performances du moteur étaient influencées de manière significative par la phase angulaire et le volume mort.

I.2.5 Analyses du quatrième ordre (Multi-dimensionnel)

Cette analyse a été récemment développée à l'aide des codes CFD (ComputationalFluid Dynamic). Indépendamment des géométries différentes des moteurs, ce modèle effectue une analyse plus fine des différents types de flux et de phénomènes physiques survenant (turbulence, frottement visqueux, etc.) lorsque le gaz de travail circule entre les deux espaces (compression et détente). De nombreuses tentatives d'application de ce type d'analyse sur les moteurs Stirling a été effectuées en se concentrant sur des composants séparés du moteur, tandis que peu de travaux ont été réalisés pour étudier le cycle complet. Parmi lesquels on cite :

Dyson et al.[28]ont rapporté pour la première fois (en 2005) aux États-Unis l'une des simulations CFD axisymétriques les plus rapides pour un moteur Stirling à piston libre. La comparaison des résultats numériques avec ceux obtenus avec l'utilisation du code Sage montre que la simulation CFD axisymétrique est plus précise que les résultats du code Sage.

En 2006, *Mahkamov*[29]a développé une approche axisymétrique utilisant le modèle de turbulence standard (k-ε) pour les flux compressibles afin d'analyser le processus de fonctionnement d'un moteur solaire Stirling de type V, à titre de comparaison, une analyse de

second ordre a été utilisée. Les deux méthodes ont révélé des résultats bien plus différents, avec une surestimation de 250% de la puissance de sortie du moteur avec un modèle de second ordre.

En 2006 aussi, *Mahkamov*[30] a également appliqué une approche 3D CFD pour l'amélioration de la conception d'un moteur Stirling à biomasse de type Gamma. Le même moteur a également été analysé avec les approches de premier et de second ordre. Par rapport aux données expérimentales, il a été établi que les résultats du premier ordre étaient bien moindres que prévu, que la précision du second ordre était de 30%, tandis que celle des modèles CFD était de 12 à 18%.

Une autre simulation sur le moteur Stirling à piston libre a été mené en 2008 par *Dyson et al*. [31]Le moteur a également été analysé à l'aide d'hypothèses similaires à celles du travail précédent, mais en utilisant un modèle 3D au lieu d'un modèle 2D axisymétrique et en utilisant les dernières avancées en matière de processeurs informatiques, ils ont découvert qu'il était possible de calculer le cycle complet d'un MSPLen huit heures seulement.

En 2014, *Li et al.*[32]ont présenté une étude tridimensionnelle par CFD utilisant Fluent pour étudier et combler les effets des échangeurs de chaleur à plaques poreuses sur les performances d'un moteur Stirling de type Alpha à petite échelle. Ils ont ensuite validé cette étude à l'aide de données expérimentales et des solutions analytiques. Les résultats montrent que la conception de l'échangeur de chaleur réduit considérablement le volume mort et le frottement du flux, ainsi qu'elle améliore les caractéristiques de transfert de chaleur. En outre, elle permet d'obtenir un rendement thermique élevé atteignant 43,9%.

Une autre simulation CFD a été réalisée en 2018 par *Abuelyamen et al*. [33] pour les moteurs Stirling de types α, β et γ. ils ont comparé les performances des trois types en termes de puissance, d'efficacité thermique et de transfert de chaleur, en utilisant des conditions limites opérationnelles similaires et des moteurs de même taille. Il a été démontré que le moteur Stirling de type γ affichait une puissance et une efficacité thermique élevées par rapport au type β, respectivement (9,223W et 9,8%, 8,634W et 7,5%), et les performances du moteur Stirling de type α sont passées de (0,908 W et 1,8%) à (9,856 W et 10,5%) en utilisant un tuyau de raccordement annulaire au lieu d'un tuyau de raccordement circulaire.

I.3 Développement de moteurs Stirling à énergie solaire

I.3.1 Moteur Stirling à énergie solaire du XIX^{e} siècle

En 1872, l'inventeur suédois *John Ericsson* avait construit le premier moteur Stirling fonctionnant à l'énergie solaire[34], illustré à la Figure(I. 2). Selon *McVeigh*[35], il s'agissait du premier moteur à cycle d'air inventé pour fonctionner à l'énergie solaire. Il avait fonctionné à 420 tr/min à midi par temps clair à New York [36]. Ce moteur nécessite des températures de source très élevées. Le problème, est que ce moteur ne seraient rentables que dans les régions fortement ensoleillées et que son coût était 10 fois supérieur à celui d'un moteur à combustion interne classique [37]. Plus tard, entre 1872 et 1883, il fabriqua 9 autres moteurs solaires, certains utilisaient des cycles à vapeur et d'autres cycles à air[14].



Figure I. 2 : Premier moteur Stirling à énergie solaire, construit par *John Ericsson* en 1872 [38]

I.3.2 Moteur Stirling à énergie solaire au cours du XXe siècle

Au cours du XXe siècle, de nombreux chercheur ont travaillé sur l'utilisation de l'énergie solaire pour alimenter les moteurs Stirling.

En 1908, *Rider* a proposé un système composé d'un moteur Stirling et un concentrateur solaire (Figure I. 3) destiné à être utilisé dans une centrale solaire de pompage d'eau en Phoenix (Arizona, États-Unis). Bien que son utilisation semblait initialement prometteuse, des calculs élémentaires ont montré que la surface de l'absorbeur était trop petite pour atteindre une puissance de sortie acceptable[39].

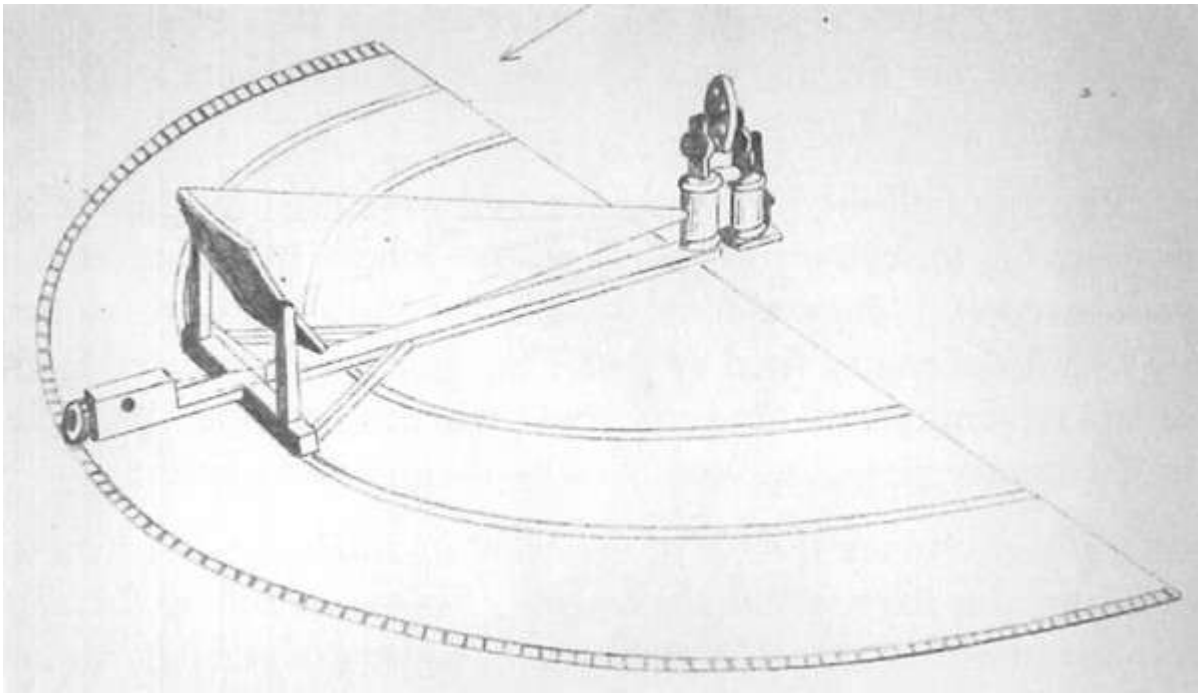


Figure I. 3 : Moteur Rider (en 1908) de la centrale solaire Phonix, Arizona (États-Unis)[26]

Entre 1950-1955, *Ghai* et *Khanna* travaillèrent avec un moteur Stirling à énergie solaire utilisant un collecteur parabolique[36, 40, 41]. L'énergie solaire était concentrée sur la tête métallique du moteur. Ainsi, *Jordan* et *Ibele*[42] ont décrit un moteur Stirling à énergie solaire de 100 W destiné au pompage d'eau. De nombreux travaux ont été développés dans cet axe, parmi lesquels ceux de *Ghai* (1955), *Jordan et al*. (1955) et *Jordan* (1963). La plupart d'entre eux ont analysé la manière de transmettre la chaleur à la chambre d'expansion du moteur, en étudiant les pertes par transmission de chaleur, y compris les paramètres constructifs et de fonctionnement dans leurs modèles[14].

En 1984, *AdvancoCorporatio* a mis au point le système Vanguard parabole/Stirling de 25 kW (Figure 1.4). Le système a atteint le record du monde avec un rendement de conversion solaire/électrique net de 29,4%. Il a été installé à Rancho Mirage en Californie[43]. La puissance électrique nette nominale du système de production est de 25 kWe. Le concentrateur Vanguard mesure environ 11 mètres de diamètre et s'intègre au moteur United Stirling AB (USAB) modèle 4-95 Mark III. Le moteur utilisé dans ce système est un moteur Stirling à quatre cylindres. L'hydrogène a été utilisé comme gaz de travail à une pression de service moyenne maximale de 20 MPa et à une température de 720 °C [44].



Figure I. 4 : Le système Vanguard par Advanco Corporation de 25 kWe[45]

En 1984, *Schlaich, Bergermann and Partner* (SBP) de Stuttgart, ont développé et construit trois systèmes SBP de 50 kW en Allemagne. Le premier système est exploité en Europe et les deux autres systèmes sont situés à Riyadh en Arabie Saoudite (Figure I.5). La puissance électrique nette nominale du système de production est de 52,5 kW[46]. Le concentrateur Schlaich est une parabole à membrane étirée à une facette d'environ 17 mètres de diamètre et est intégré aux moteurs United Stirling 4-275. Un moteur Stirling à quatre cylindres à double réaction est utilisé dans ce système [47]. Le gaz de travail est l'hydrogène à une pression de service moyenne maximale de 15 MPa à 620 ° C de température. Le récepteur Schlaichdu parabole/Stirling est un récepteur à tube directement éclairé qui comporte de nombreux tubes de petit diamètre situés à l'arrière de la cavité du récepteur pour absorber la lumière solaire concentrée. L'ensemble du système Parabole/Stirling *Schlaich, Bergermann and Partner* 50kW a un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 23,10% [48].



Figure I. 5 : Les deux systèmes Parabole/Stirling de 50 kWe installés en 1984 à Riyadh[49]

En 1984 aussi, *McDonnell Douglas Corp*., division aérospatiale de Huntington Beach, Californie (MDAC), a mis au point un système parabole/Stirling de 25 kW. *McDonnell Douglas* a ensuite vendu les droits de fabrication et de commercialisation du système à la *Southern California Edison Co.* (SCE) de Rosemead, Californie, en 1986[50]. *Southern California Edison* a continué à évaluer et à améliorer ce système jusqu'à septembre 1988. La puissance de sortie électrique nette nominale du système de production est de 25 kW[51]. Le concentrateur est un miroir à facettes en verre bombé sphérique d'environ 10,57 mètres de diamètre, intégré au moteur United Stirling 4-95 Mark III utilisé dans le système *Vanguard*. Le gaz de travail est de l'hydrogène à une pression de service moyenne maximale de 20 MPa à la température de 720 °C. L'ensemble du système *McDonnell Douglas* parabole / Stirling a un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 29% à 30% [52].

En 1991, *Schlaich, Bergermann and Partner* (SBP) de Stuttgart a mis au point un système parabole/Stirling de 9 kW en Allemagne. Trois unités sont en service sur le site de la Plateforme Solaire à Almeria, en Espagne, dans le but de tester la fiabilité à long terme du système dans des conditions de fonctionnement quotidiennes. Deux autres unités sont installées à Stuttgart, en Allemagne : un prototype sur le campus de l'Université de Stuttgart et une autre unité dans l'installation d'essai du Centre de recherche sur l'énergie solaire et l'hydrogène (ZSW). La puissance électrique nette nominale du système de production est de 9 kW. Le concentrateur est une parabole à membrane étirée à une facette d'environ 7,5 mètres de diamètre et intégré au moteur V-160. Le gaz de travail est l'hydrogène à une pression de service moyenne maximale de 15 MPa à 630 ° C. Le moteur a une efficacité de 30%. L'intégralité du système *Schlaich-Bergermannund Partner* 9kW parabole/Stirling a un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 23,30% [53].



Figure I. 6 : Le système Parabole/Stirling de 9 $kW_{éle}$ installé en 1991 à Almeria, en Espagne [49]

En 1992, *Cummins Power Generation,*(CPG), de Columbus, dans l'Indiana est la première société au monde à concevoir et à exploiter un système parabole/Stirling (Figure I. 7) utilisant un moteur Stirling à piston libre pour la production d'électricité solaire. La puissance électrique nette nominale du système de production est de 7,5 kWe. Le concentrateur est une parabole à membrane étirée à facettes d'environ 7,3 mètres et s'intégrant au moteur Stirling à piston libre. Le gaz de travail est l'hélium à une pression de service moyenne maximale de 4 MPa à la température de 629 °C. C'est également la première application d'un récepteur de caloduc en métal liquide. L'ensemble du système parabole / Stirling de *Cummins Power Generation* a un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 19% [54].



Figure I. 7 : Le système Parabole/Stirling de 7.5 kWe installé en 1992 à l'Indiana[45]

En 1992, *Aisin Seiki Co., Ltd*. a construit le moteur NS30A de 30 kW dans le cadre du projet NEIDO du gouvernement japonais à Kariya City (Japon). La puissance électrique nette nominale du système de production est de 8,5 kWe. Les concentrateurs sont des paraboles à membrane étirée CPG-460 de Cummins Power Generation et ils sont intégrées au moteur NS30A d'Aisin Seiki. Le moteur est un moteur cinématique à plateau oscillant fixe à quatre cylindres. Le gaz de travail est l'hélium à une pression de service moyenne maximale de 14,5 MPa à la température de 683°C. Le moteur est équipé d'un récepteur à tube directement éclairé. Ceci a été développé par *Meidensha Corporation* du Japon. L'ensemble du système parabole / Stirling de l'île Aisin Seiki Miyako présente un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 16% [55].

En 1993, les sociétés *Stirling Thermal Motors* et *Detroit Diesel Corporation de Detroit* ont conçu et testé un système de conversion de l'énergie solaire intégrant le moteur STM4-120 Stirling dans le Michigan. Ce prototype a été testé pour la première fois au soleil en 1993. Il était monté sur le système *Sandia National Laboratories* avec un concentrateur de lit d'essai [56]. Le système de conversion de l'énergie solaire de *Stirling Thermal Motors* comprend le moteur STM4-120 intégrant une commande de puissance à déplacement variable. Le système de conversion de puissance comprend également un récepteur de faisceau de tubes directement irradié. Le gaz de travail est l'hélium à une pression de service moyenne maximale de 14,5 MPa à 683 ° C. L'ensemble de l'efficacité nette maximale énergie solaire/électricité dépendre du concentrateur utilisé[57].

En 1996, *SunCatcher* a été construit par SES à Pheonix, aux États-Unis, en collaboration avec la société *Tessera Solar North America*. La puissance de sortie électrique nominale du système de production est de 25 kW. Le concentrateur est un ensemble de facettes de miroir en verre courbé d'environ 11,28 mètres de diamètre et est intégré au moteur cinématique United Stirling. Le moteur utilisé dans ce système est un moteur Stirling à double action. Le gaz de travail est l'hydrogène ou l'hélium à une pression de travail moyenne maximale de 20 MPa à 720 °C. L'ensemble du système parabole/Stirling présente un rendement solaire net maximum de 30%.

En 1998, *SchlaichBergermann* et ses partenaires européens ont mis au point le système EURODISH (Figure I. 8). La puissance électrique nette nominale du système de production est de 10 kW [58]. Le concentrateur est constitué d'une coque sandwich en plastique renforcée de fibres de verre de 8,5 mètres de diamètre et est intégré à un SOLO Stirling 161 à simple effet. Le gaz de travail est de l'hélium à une pression de service moyenne maximale de 20-50 bar à 650°C. L'ensemble du système EURODISH Stirling a un rendement maximum net de l'énergie solaire à l'électricité de 22-24,5% [49].



Figure I. 8 : Le système EURODISH de 10 kWe installé en 1998 à Almeria, en Espagne[49]

Infinia Corporation est une société technologique privée qui a développé des moteurs Stirling à piston libre en 1967 à Ogden, dans l'Utah, aux États-Unis. *InfiniaCorp* était dans un premier temps spécialisé dans la fabrication de moteurs Stirling à piston libre pour application spatiale et travaillait exclusivement pour la NASA.

En 2006, *InfiniaCorp* a conçu un moteur d'une puissance de 3 kWe couplé à une parabole de 17 m² (Figure I. 9)[45]. Autonome, à faible coût, de longue durée de vie et sans entretien. Le premier prototype a été érigé en 2007. Le gaz utilisé est de l'hélium et le système présente un rendement maximal net de 24% entre l'énergie solaire et l'électricité [59].



Figure I. 9 : Système Parabole/Stirling de 3 kWe de *InfiniaCorp*

En 2010, Le projet *Maricopa Solar* situé à Peoria, en Arizona, (USA), a été mise en service. Il comprend une station CSP de 1.5 MW, Chaque système (parabole/Stirling) génère 25 kWh et mesure 12 mètres de diamètre, avec une efficacité de conversion d'environ 26%. Il s'agit de la première installation au monde dotée d'un système CSP solaire Stirling à double axe. Il a fallu environ 4 ans pour construire ce projet [13].

En 2013, le projet *Whyalla Solar Thermal Concentration Plant*dans dans le sud de l'Australie est devenu opérationnelle. Ce projet a permis d'installer une capacité solaire d'environ 40 MW à l'aide de 330 grands concentrateurs thermiques solaires utilisant la technologie Big Dish de *Wizard Power* (Figure I. 10). Chaque parabole solaire a une superficie de 500 m^2 et génère environ 66 GWh d'électricité par an. La technologie de la parabole solaire peut capter et concentrer la chaleur du soleil jusqu'à 1500 °C. Ce projet a nécessité un investissement de 230 millions de dollars australiens [13].

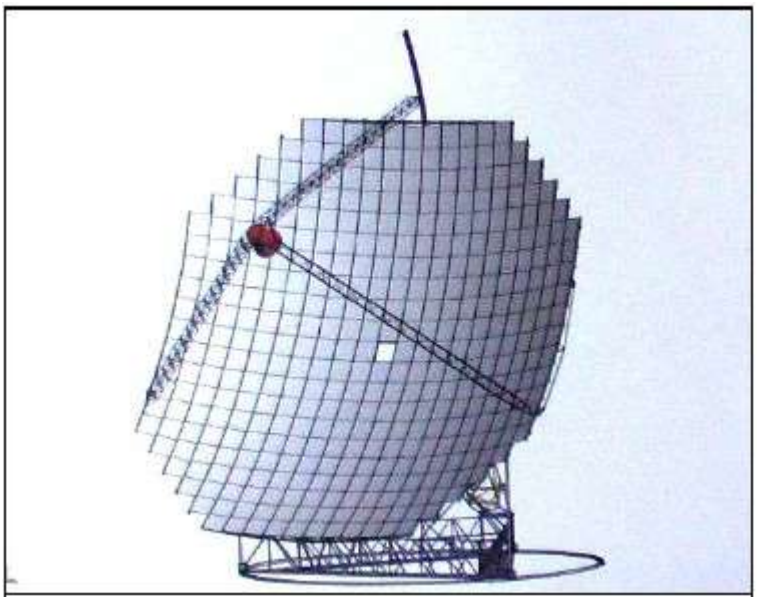


Figure I. 10 : Image CAD du Big Dish de *Wizard Power[60]*

I.4 Développement des systèmes (Parabole/Stirling) hybride

Au cours de ces dernières années, un certain nombre de programmes ont abordé l'hybridation des systèmes Parabole/Stirling avec une source de chaleur d'appoint d'origine fossile (ou biomasse) utilisant une chambre de combustion. L'hybridation des systèmes permet de s'affranchir des variations de la puissance solaire et ainsi de garantir la production électrique jour/nuit.

En 1991, l'Institut de physique et de génie électrique (*IPPE*, Obninsk, Russie) a rendu compte de plusieurs conceptions de récepteurs caloducs à sodium utilisées pour transmettre de l'énergie aux moteurs Stirling [61]. Les conceptions de *l'IPPE* comprenaient des versions à gaz et à chauffage solaire. Les surfaces chauffées par la combustion du gaz étaient des ensembles complexes à nombre de pièces élevées. La température de fonctionnement a été celle de la vapeur de métal, allant jusqu'à 750 ° C, dans ce système, la puissance électrique atteignant 4 kWe. Les problèmes de fonctionnement simultané au gaz et solaire (hybride) n'ont pas été abordés.

En 1992, l'Institut de thermodynamique technique du *DLR* (Stuttgart, Allemagne) a annoncé une mise au point du récepteur caloduc au sodium (deuxième génération) destiné au système à parabole/Stirling de 9 kWe de *SchlaichBergermann and Partner* (SBP). Une opération de longue durée a eu lieu d'octobre 1992 à août 1993 à la plate-forme solaire d'Almeria (PSA) en Espagne,

totalisant 950 heures de fonctionnement. Les tests ont été arrêtés en raison d'une fuite à la surface de l'absorbeur du récepteur [62].

En 1994, *Thermacore, Inc.* (Lancaster, PA) a présenté son premier récepteur de caloduc hybride, développé pour le système Cummins Power Generation de 7,5 kWe[63]. Ce travail a été effectué pour le Laboratoire national d'énergie renouvelable (NREL, Golden, CO) avec un financement du Département américain de l'énergie (DOE) et avec le soutien supplémentaire de Southern California Edison. Le premier système de Thermacore comprenait un récepteur de caloduc au sodium, des surfaces séparées alimentées à l'énergie solaire et au gaz (combustible). Les résultats des tests (non mentionnés dans la littérature) ont conduit à une seconde conception utilisant des brûleurs pré-mélangés à matrice métallique et des caloducs secondaires à ailettes circulaires pour fournir de la chaleur au récepteur solaire de caloduc primaire. À notre connaissance, ce système a été testé avec succès, bien que, là encore, les résultats ne Figurent pas dans la littérature.

En 1999, *SANDIA* a conçu un récepteur hybride solaire-gaz à caloduc d'une puissance thermique de 75 kW, prévu pour être utiliser avec un moteur Stirling de 25 kWe. Il comprend une surface absorbante, un caloduc, une matrice en métal dans laquelle circulent les gaz chauds de la combustion et un récupérateur. Des expériences ont été réalisées en laboratoire dans différentes positions et pour différentes puissances. Un rendement thermique de 68% pour une température de 750 °C a été observé [9, 45].

En 2013, *Chien-Hung Liu,* a proposé des modèles thermodynamiques pour concevoir les paramètres d'un système hybride Stirling (HS / GDSS) hybride solaire / gaz à concentrateur de parabole solaire d'une capacité de 20 kWe. Les résultats montrent que, dans les conditions de conception, l'efficacité globale du système est de 27,58% le jour et de 33,94% la nuit, ce qui présente des avantages par rapport à la centrale électrique à énergie solaire uniquement [64].

Chapitre II :
Notions Fondamentales sur Le Rayonnement Solaire, Les moteurs Stirling & Le Biogaz

II.1 L'énergie solaire

Le Soleil émet de manière isotrope un rayonnement important dû à sa température superficielle élevée. La Terre reçoit une partie de ce rayonnement. Le flux énergétique reçu par la Terre est appelé éclairement énergétique. La moyenne annuelle de cet éclairement reçu sur un plan normal aux rayons du Soleil situé au sommet de l'atmosphère est appelée constante solaire; sa dernière estimation est de 1362 W/m^2 [65]. De nombreux mécanismes (réflexion, absorption/émission) modifient qualitativement et quantitativement le rayonnement émis par le soleil pendant sa traversée des différentes couches de l'atmosphère terrestre. Ainsi en moyenne sur le globe seulement 57 % de l'énergie solaire primaire entrant dans l'atmosphère atteint le sol [45].

Le rayonnement global reçu par la terre peut être réparti en deux parties (direct et diffus) :

- Le rayonnement direct : Défini comme le rayonnement collecté par une surface perpendiculaire à la direction du soleil, avec un angle d'ouverture étroit qui varie selon différentes conventions ;
- Le rayonnement diffus : Défini comme le rayonnement provenant de la voûte céleste, hors la direction du soleil.

Ces informations sur les rayonnements direct et diffus sont utiles pour évaluer l'éclairement global incident sur plan incliné nécessaire aux applications de la production d'électricité à partir de l'énergie solaire [66].

II.1.1 Distribution de l'énergie solaire

Dans les régions les plus chaudes du globe, l'ensoleillement annuel peut atteindre 2300 kWh/m².an (Energie reçue par une surface de 1 m² pendant une année). La Figure (II.1) montre une carte qui représente les lieux les plus touchés par les rayons solaires, donc les plus propices aux centrales thermodynamiques.

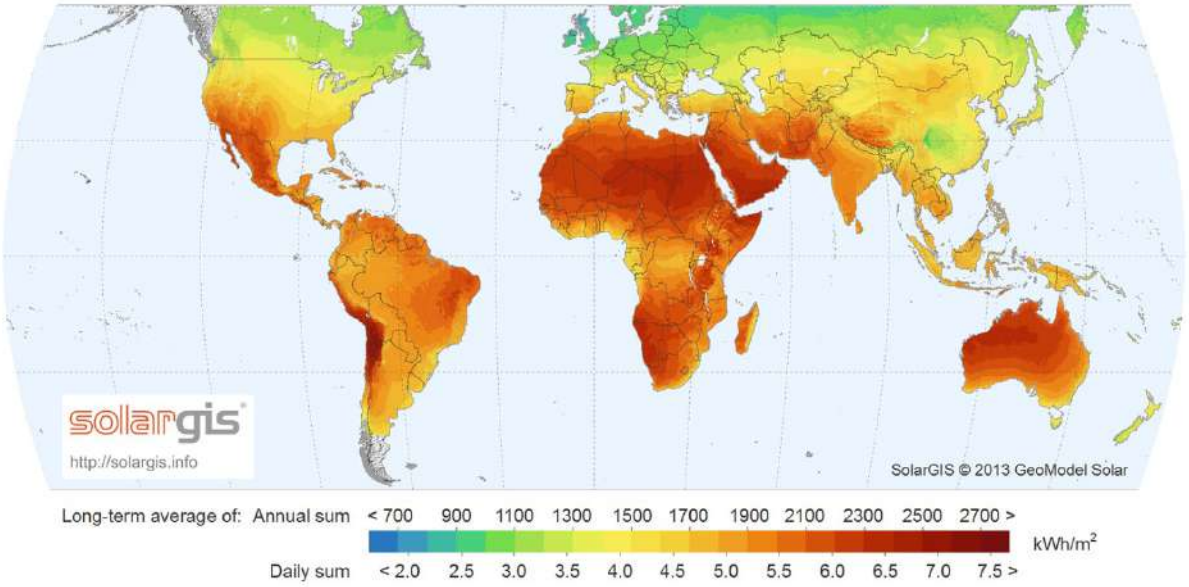


Figure II. 1 : Carte mondiale de l'irradiation solaire globale

Au niveau géographique, l'énergie solaire reçue est répartie de tel sort que les régions proches de l'équateur bénéficient d'un ensoleillement important, à l'inverse, les pôles sont très peu touchés par les rayons solaires. L'Algérie est située au centre de l'Afrique du Nord entre le 38-35° de latitude nord et 8-128° longitude est, elle a une superficie de 2 381 741 km^2. Le Sahara représente 86% de la superficie du pays. Le climat est de transition entre maritime (nord) et semi-aride à aride (moyen et sud).

Selon une étude de l'Agence allemande de l'aérospatiale (DLR) basée sur l'imagerie par satellite, l'Algérie dispose, avec 1 787 000 km^2, l'un des gisements solaires les plus élevés au monde. De plus, le rayonnement solaire est compris entre 4,66 kWh/m^2 et 7,26 kWh/m^2, ce qui correspond à 1700 kWh/m^2/an au nord et à 2 650 kWh/m^2/an au sud est considéré comme l'une des régions les mieux ensoleilles au monde (FigureII.2). En outre, comme le montre la Figure (II. 3), la durée d'ensoleillement moyenne sur la quasi-totalité de l'Algérie dépasse 2000 h par an et peut atteindre 3900h au Sahara [67]. Ce qui présente plusieurs avantages pour l'utilisation des centrales thermodynamique.

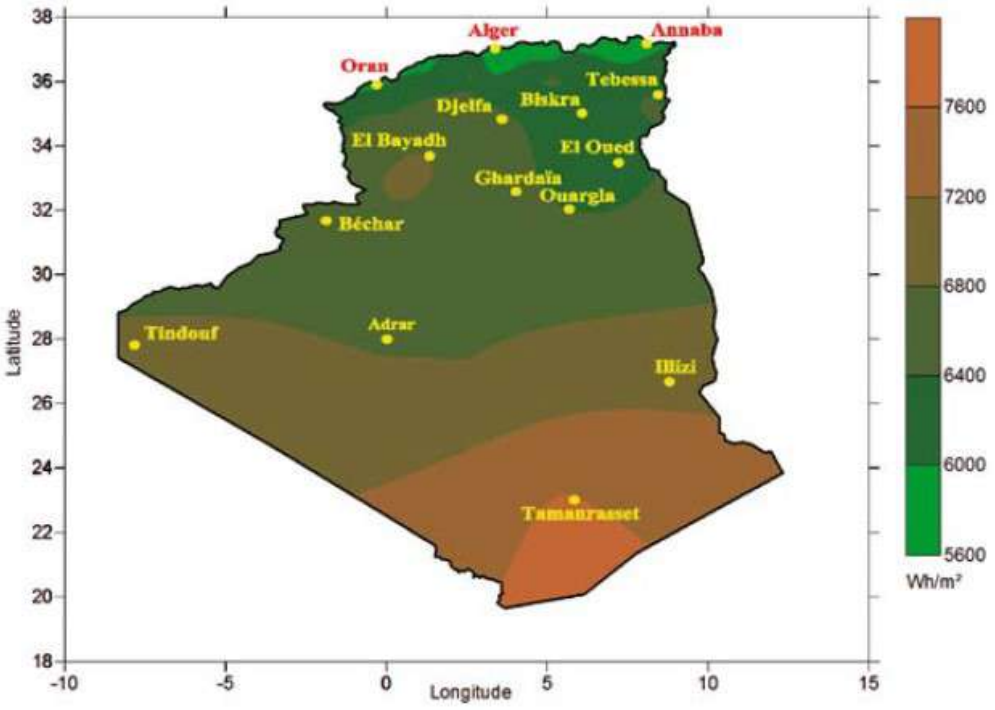


Figure II. 2 : Moyenne annuelle de l'irradiation global reçu sur une surface horizontale, cas d'un ciel totalement clair[68].

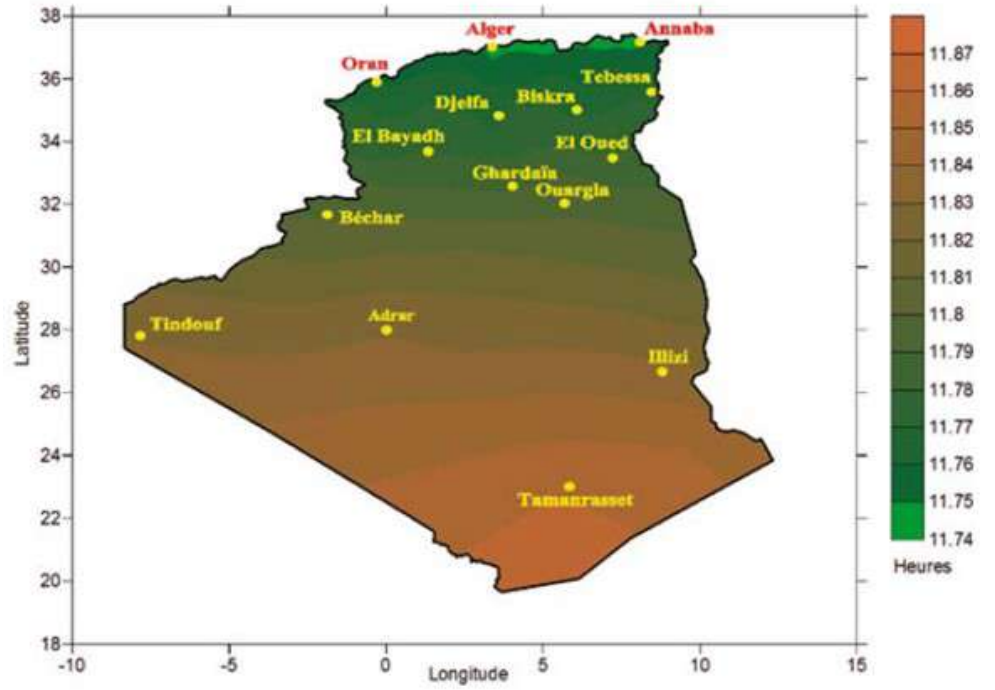


Figure II. 3 : Moyenne annuelle de la durée d'insolation , cas d'un ciel totalement clair[68]

II.1.2 Position du soleil

II.1.2.1 Coordonnées géographiques

Les coordonnées géographiques d'un lieu définissent notre position sur Terre. Ils sont décomposés en deux éléments : La latitude et La longitude.

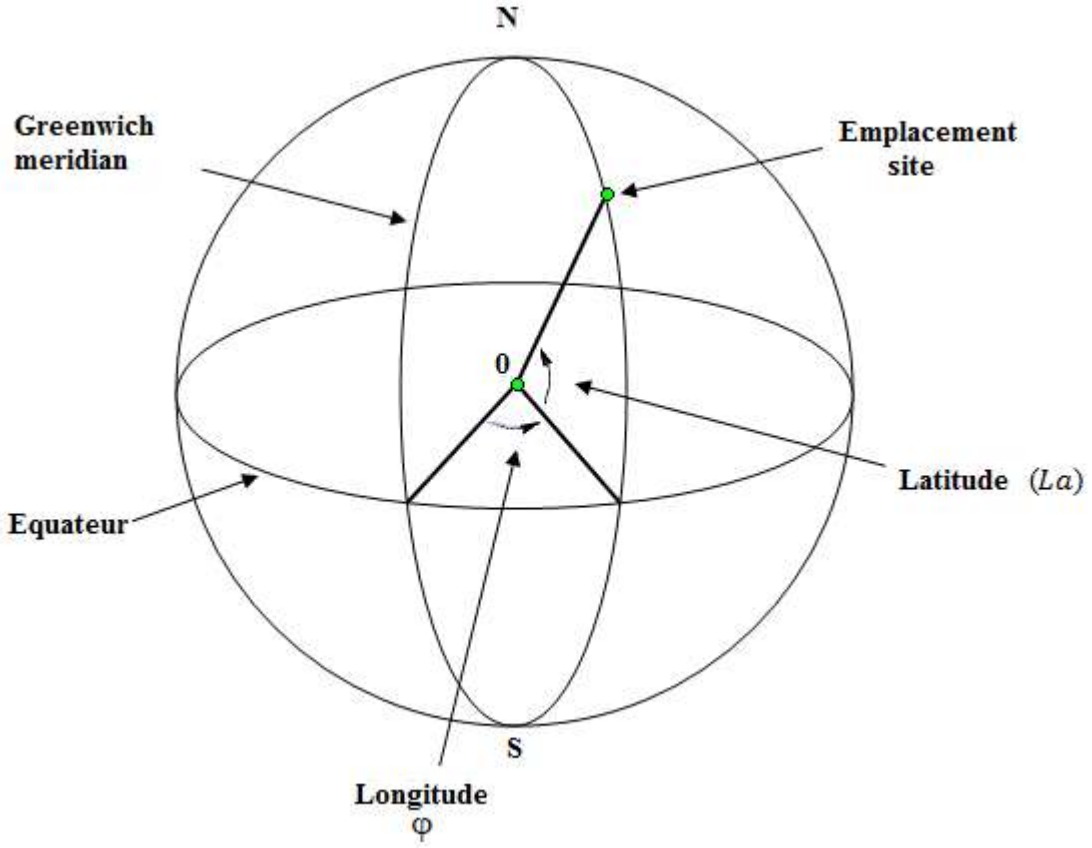


Figure II. 4 : Coordonnées géographiques

- La latitude "La" d'un point donné est l'angle formé par l'arc du méridien entre l'équateur et le rayon terrestre passant par ce point. Elle est comptée de 0° à 90° depuis l'équateur vers le pôle pour chaque hémisphère Nord et Sud.
- La longitude "ϕ" d'un point donné est l'angle formé entre le méridien de Greenwich et le méridien passant par ce point.

II.1.2.2 Coordonnées équatoriales célestes

Ici le plan de référence est celui défini par l'équateur céleste, celui-ci est un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la Terre.

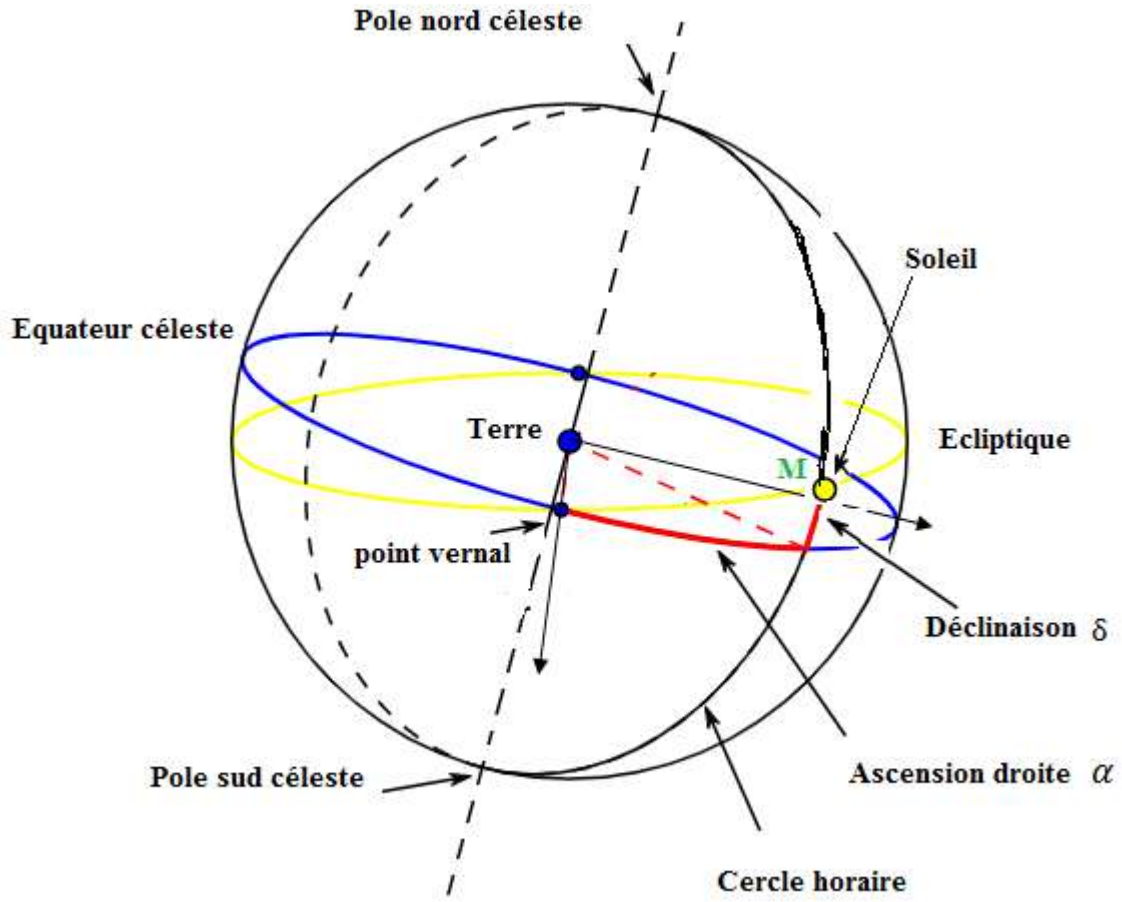


Figure II. 5 : Coordonnées équatoriales

Pour un point M correspond à la direction du Soleil ;

- L'écliptique est le plan défini par la trajectoire suivie de la Terre autour du Soleil.
- L'équateur céleste est un grand cercle tracé sur la sphère céleste qui est la projection de l'équateur terrestre sur celle-ci.
- Le point vernal est le point de croissement du plan équatorial et l'écliptique.
- "δ" Est la déclinaison, elle représente l'angle au-dessus du plan équatorial.
- "α" L'ascension droite est l'angle par rapport au point vernal, dans le plan équatorial
- "Ha" est l'angle horaire, exprimé aussi en 'heures' il est compté à partir de la méridienne, il sera négatif au lever et positif au coucher. "α" et "Ha" Sont des angles complémentaires.

II.1.2.3 Coordonnées terrestres horizontales

Dans sa course apparente, le soleil est repéré dans le ciel par deux paramètres principaux qu'on appelle les coordonnés terrestres horizontales (Figure II. 6) :

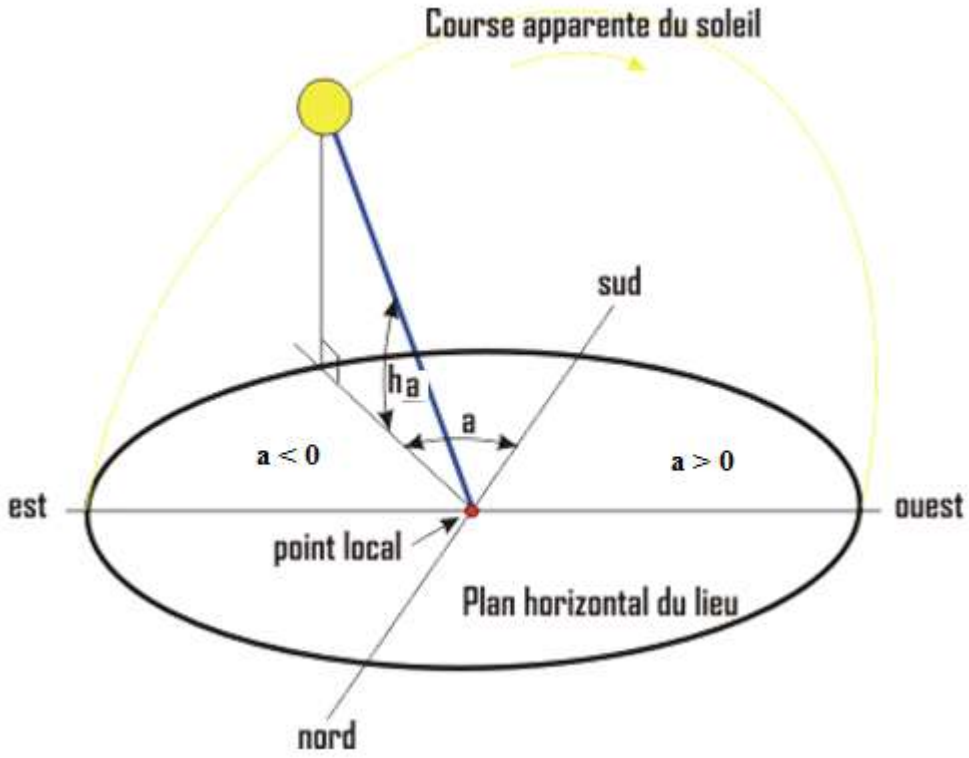


Figure II. 6 : Coordonnées horizontales

- La hauteur "ha" du soleil (Elévation) est l'angle formé par la direction du soleil et le plan horizontal. Elle se compte de 0° à 90° à partir de l'horizon vers la voûte céleste.
- L'azimut "a" du soleil est l'angle créé entre le plan vertical passant à la fois par le soleil et par le lieu considéré, et le plan vertical N-S. Cet angle vaut 0° au sud et est conventionnellement positif vers l'ouest et négatif vers l'est.

II.1.2.4 Calcul de la position du soleil

On peut calculer la position exacte du soleil en coordonnées terrestres horizontales en utilisant les coordonnées géographiques et les coordonnées équatoriales célestes par l'organigramme dans la Figure (II. 7). Il faut noter que à un moment de la journée, l'angle horaire "Ha" est connu, et pour un jour dans l'année, la déclinaison du soleil "δ" peut être considérée comme constante.

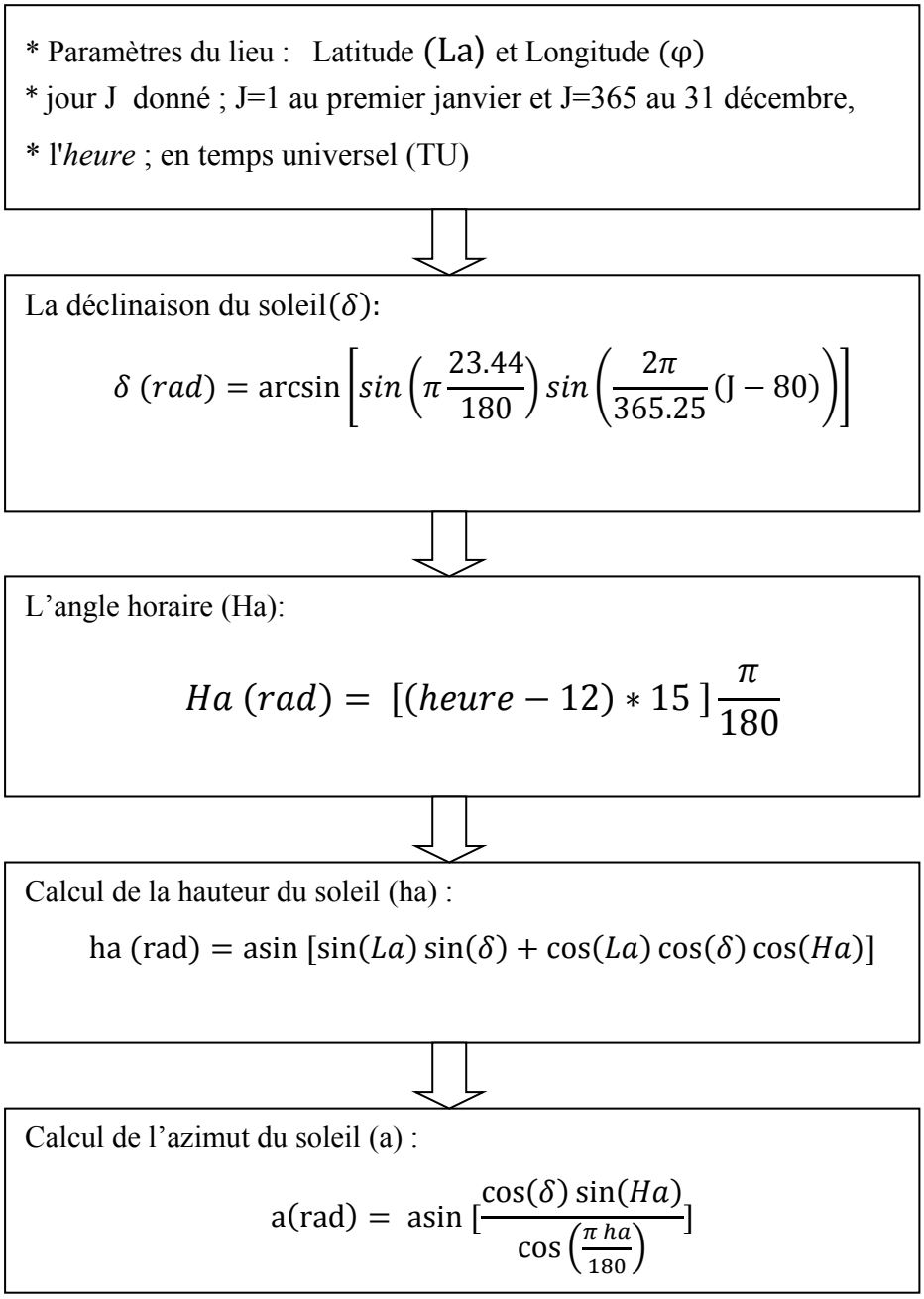


Figure II. 7 : Algorithme de calcul de la hauteur et de l'azimut du Soleil

II.1.3 Classification des technologies solaire

Comme indique la Figure (II. 8), on distingue principalement deux voies d'exploitation pour la production d'électricité à partir de l'énergie solaire :

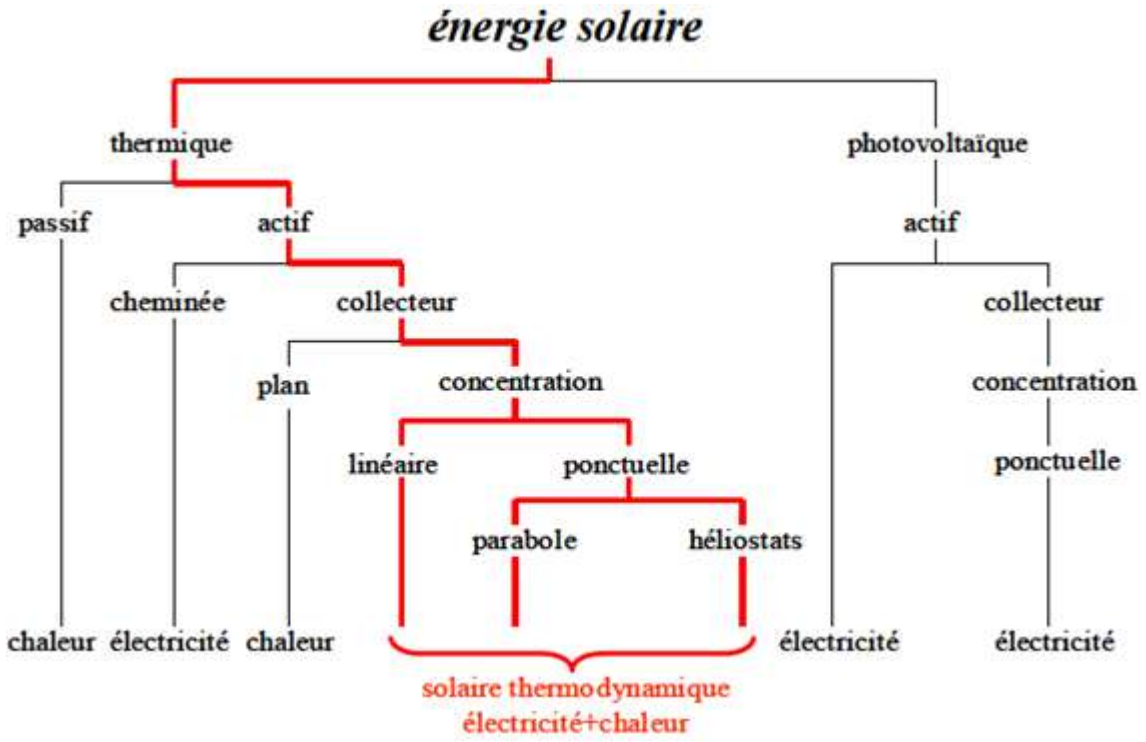


Figure II. 8 : Utilisation directe de l'énergie solaire [45]

II.1.3.1 Le solaire photovoltaïque

L'effet photovoltaïque (ou photoélectrique) consiste à convertir de la lumière en électricité. Dans la pratique, une cellule photovoltaïque reçoit la lumière solaire et la transforme en électricité par le biais d'un semi-conducteur, le plus souvent du silicium. Plusieurs cellules constituent un module photovoltaïque produisant un courant continu, ensuite transformé en courant alternatif par un onduleur. Les modules peuvent être utilisés dans des petites installations ou de grandes centrales.

II.1.3.2 Le solaire thermique

Le solaire thermique consiste à produire de la chaleur à partir des rayons du soleil et à utiliser celle-ci directement. On utilise des capteurs thermiques, destinés à absorber la chaleur solaire et à la restituer à un fluide caloporteur qui circule vers les lieux d'utilisation.

Si la température du fluide est moins de 100 °C, la chaleur récupérée est utilisée pour les usages de l'habitat et du secteur tertiaire (eau chaude sanitaire et chauffage) ou peut-être pour quelques besoins de l'industrie. Si la température du fluide est assez élevée, on peut alors actionner un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité et de la chaleur en même temps. Cette filière est celle des centrales solaires thermodynamiques. Pour atteindre la haute température, quatre grandes familles de centrales solaires à concentration sont utilisées (Figure II.9). Les centrales à concentrateurs linéaires (cylindro-parabolique et réflecteurs de Fresnel), les centrales à tour et les concentrateurs parabolique.

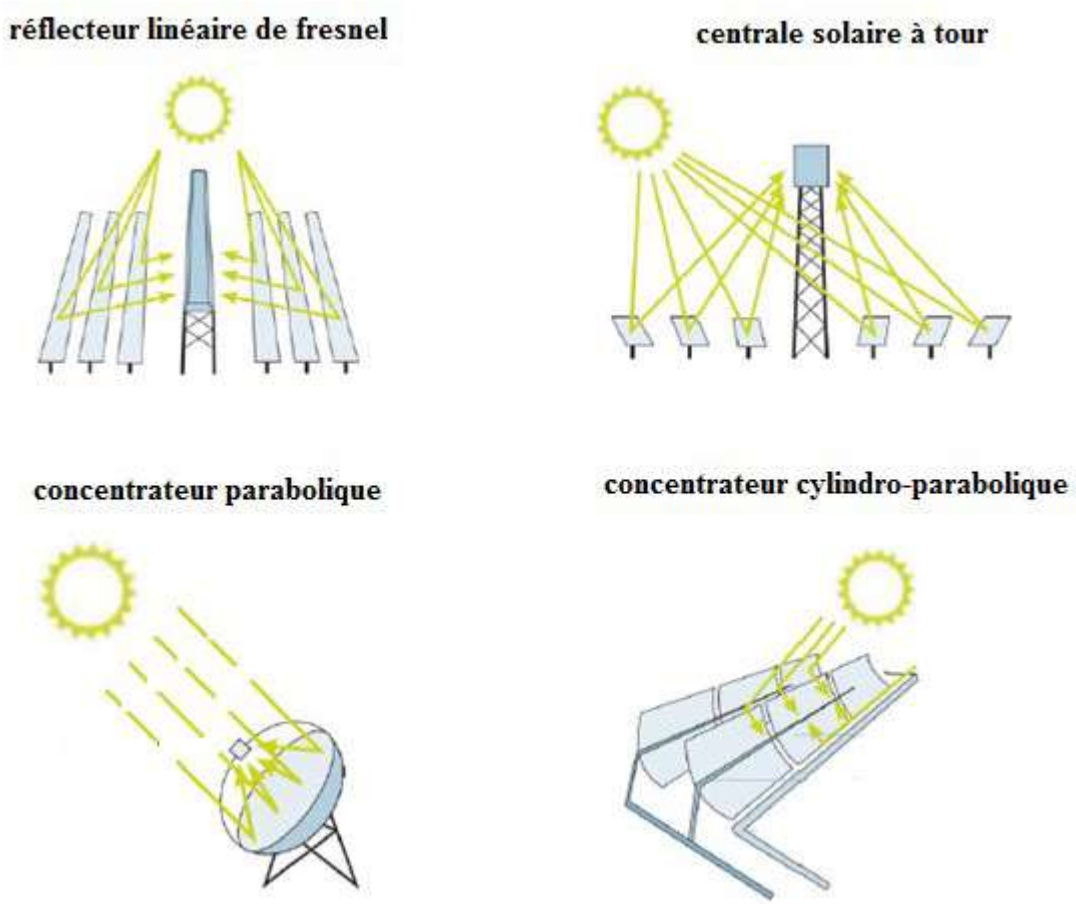


Figure II. 9 : Classification des technologies solaire à concentration

Les performances de ces quatre familles de centrales solaires à concentration en terme de production d'électricité sont représentées dans le tableau ci-dessous.

Tableau II. 1 : Les performances actuel des centrales solaire à concentration [69]

Centrales solaires à concentration	*Efficacité maximale de conversion de l'énergie solaire en électricité (%)*	*Efficacité annuelle solaire / électricité (%)*
Cylindro-parabolique	*23-27*	*15-16*
Réflecteurs de Fresnel	*18-22*	*8-10*
Centrales à tour	*20-27*	*15-17*
Concentrateur parabolique (Parabole/Stirling)	*20-30 ou même plus*	*20-25*

II.1.4 Technologie Parabole/Stirling

Le système Parabole/Stirling est un dispositif qui permet de convertir l'énergie solaire thermique en électricité avec le rendement le plus élevé de tous les systèmes de production d'énergie solaire

en convertissant près de 31,25% du rayonnement solaire incident normal direct en électricité après prise en compte de tous pertes d'énergie [70]. Ce système comprend un concentrateur solaire parabolique concave (parabole), un récepteur solaire et un moteur thermique Stirling avec un alternateur électrique. Le schéma de la Figure (II. 10) illustre les différents éléments constitutifs du système. Un système de suivi du soleil est indispensable pour faire tourner le concentrateur solaire autour de deux axes différents pour que son axe optique soit toujours dirigé directement vers le soleil.

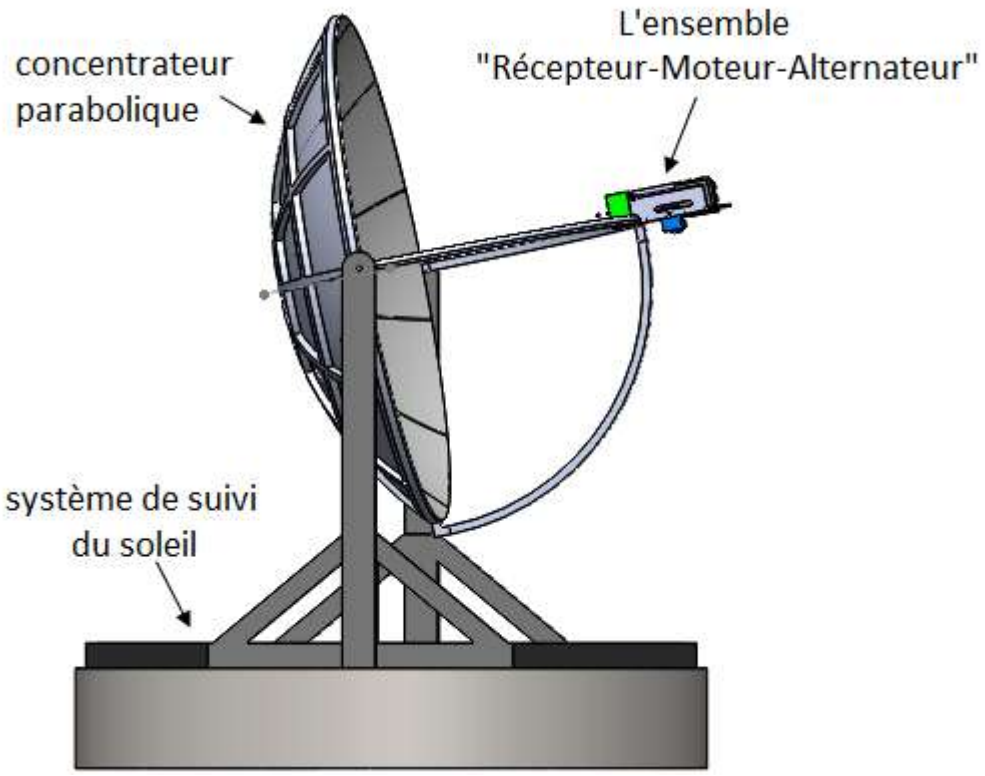


Figure II. 10 : Système Parabole/Stirling et ses composants

II.1.4.1 Le concentrateur

Le concentrateur de forme parabolique permet de réfléchir les rayons du soleil dans un récepteur situé au centre du concentrateur. La contrainte majeure est d'orienter en permanence l'axe de la parabole dans la direction du soleil. La nécessité de mobiliser la parabole selon deux axes pour suivre la course du soleil est la limite principale de la puissance de ce type de système.

On distingue 5 techniques de fabrication des concentrateurs, trois visent à singer une parabole parfaite (Figure II.11) et deux autres conduisent à des optiques mixtes (Figure II.12) constituées de facettes concentratrices (paraboliques ou sphériques) montées sur une parabole [45], ces système sont les suivants :

1. Membrane métallique ou polymère, flexible, placée sur un tambour dans lequel est maintenu un vide partiel (technique dite « stretched membrane »). La forme prise par la membrane est proche d'une parabole. Cette technique a révélé des problèmes de

tenue des matériaux et fragilise l'ensemble, elle est aujourd'hui réservée à des paraboles de plus petit diamètre. Cette technique est utilisée dans les modules DISTAL (Figure II.11 -a-).

2. Parabole formée de 12 pétales en composite résine epoxy et fibre de verre sur lesquels sont collés des miroirs élémentaires en verre mince avec un dépôt d'argent en face arrière. La concentration moyenne de ce type de concentrateur atteint 4000 soleils. Cette technique est utilisée par le système EURODISH (Figure II.11 -b-).

3. Parabole formée de facettes trapézoïdales juxtaposées, chaque facette est constituée d'un miroir posé sur un nid d'abeille en aluminium très léger pris en sandwich entre deux feuilles d'acier. Cet ensemble offre de bonnes performances optiques et mécaniques et il est retenu par WGA aux USA (Figure II.11 -c-).



Figure II. 11 : Systèmes de concentration parabolique (a : à membrane (*DISTAL II*), b : à pétales (Eurodish), c : à facettes trapézoïdales juxtaposées (WGA)).

4. Assemblage de miroirs élémentaires concentrateurs et orientables individuellement, montés sur une structure de forme parabolique. Ce type de concentrateur est performant avec une concentration moyenne de plus de 3000 soleils, mais avec un coût élevé et des exigences de réglage de chaque miroir. La Figure (II.12 -a-), illustre cette technique, conçue par MDAC et mis en œuvre aujourd'hui sur le système *Suncatcher* par SES.

5. Assemblage de miroirs élémentaires paraboliques sur une structure de forme parabolique. Chaque miroir utilise la technique « stretched-membrane ». Les miroirs sont réglés individuellement. La concentration moyenne est voisine de1500 soleils et la concentration maximale de 3500 soleils. Cette technique est illustrée sur la Figure (II.12 -b-) dans le système *Sundish* par SAIC.



Figure II. 12 : Systèmes de concentration parabolique a assemblage de méroirs
(a : Suncatcher, b : Sundish)

II.1.4.2 Le récepteur solaire

Le récepteur Solaire a deux fonctions, la première est d'absorber le maximum de rayonnement solaire réfléchi du concentrateur, et la deuxième est de transférer cette énergie au gaz de travail dans le moteur.

Dans un récepteur, deux méthodes sont utilisées pour transférer le rayonnement solaire absorbé vers le gaz de travail d'un moteur Stirling. Dans le premier type de récepteur, le récepteur à tube directement éclairé. De petits tubes à travers lesquels le gaz de travail du moteur circule sont placés directement dans la zone de flux solaire concentré du récepteur (Figure II.13 et 14). Les tubes forment la surface de l'absorbeur. L'autre type de récepteur utilise le métal liquide comme un fluide caloporteur intermédiaire (Figure II.14). Le métal liquide est vaporisé sur la surface de l'absorbeur et se condense sur les tubes transportant le gaz de travail du moteur. Ce deuxième type de récepteur est appelé récepteur à reflux car la vapeur se condense et retourne pour être à nouveau chauffée.

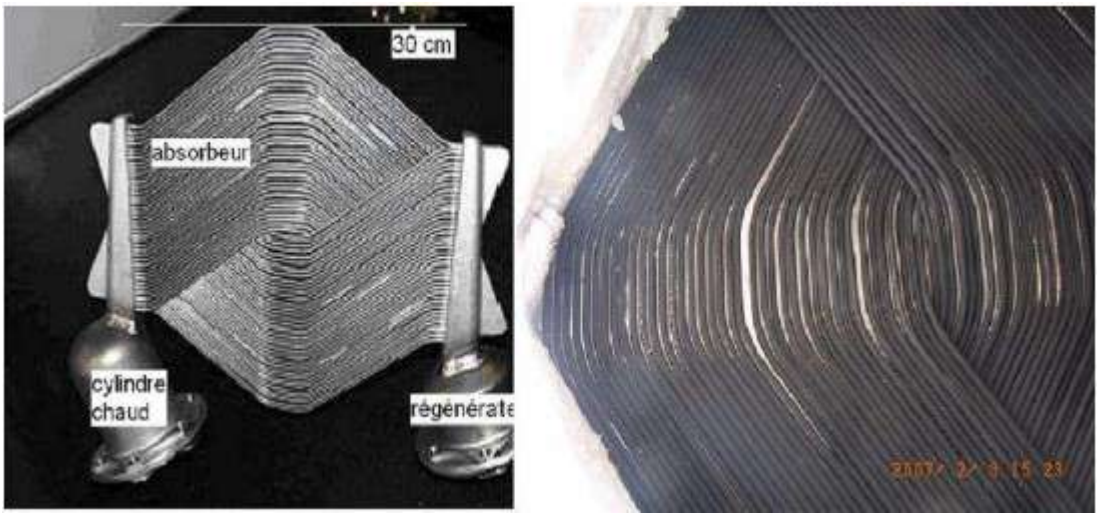


Figure II. 13 : Absorbeur solaire du système EURODISH à Odeillo [45]

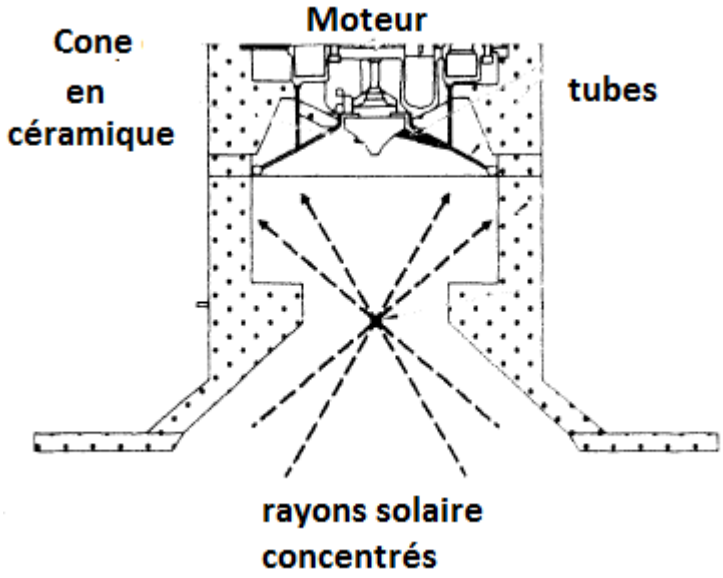


Figure II. 14 : Récepteur à tube directement éclairé

Pour les conceptions de récepteurs dans lesquels le métal liquide est utilisé comme fluide intermédiaire de transfert de chaleur, deux méthodes de contacte de métal liquide à l'absorbeur sont connues. La première appelée « *reflux pool-boiler receiver* » consiste en une « piscine » en contact permanent avec la surface absorbante (Figure (II.15 -a-). Le second appelée reflux « *heat pipe receiver* » utilise une surface capillaire collée sur la surface absorbante permettant au fluide de remonter sur la surface pour être évaporé à l'aide des forces capillaires [55]. Cette méthode est illustrée à la Figure (II.15 -b-).

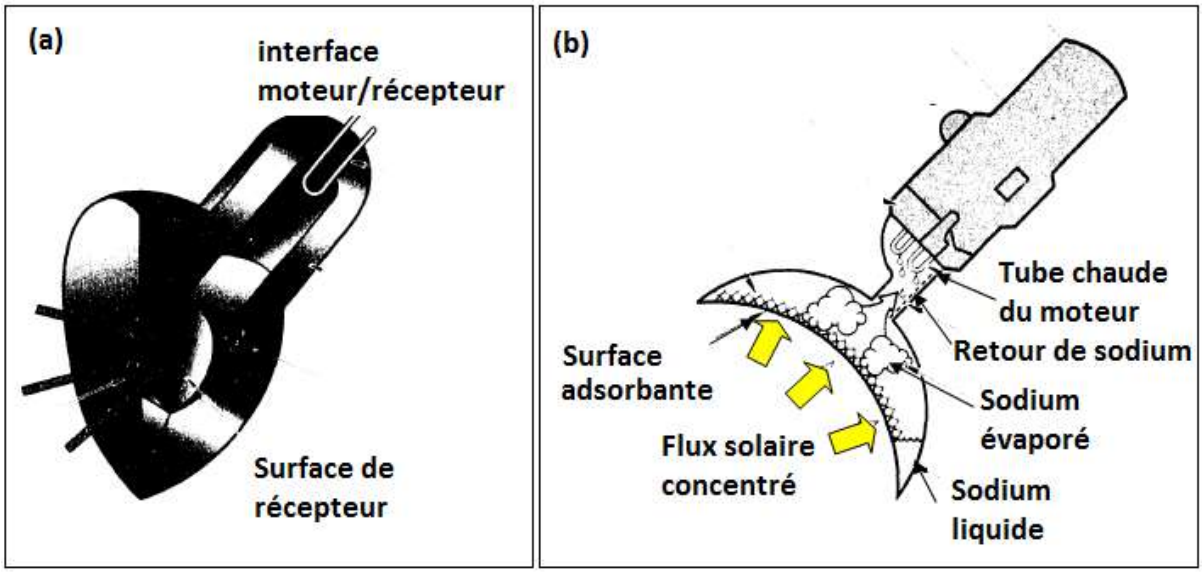


Figure II. 15 : Récepteur utilise le métal liquide (a : reflux pool-boiler receiver, b : heat pipe receiver)

II.1.4.3 Le moteur Stirling

Le moteur Stirling consiste en un système convertisseur de l'énergie thermique en énergie mécanique. Certains moteurs Stirling utilise un alternateur électrique pour convertir la puissance mécanique en électricité directement intégré au moteur comme le cas des moteurs à piston libre, tandis que d'autres possède un alternateur séparé.

II.2 Généralité sur les moteurs Stirling

II.2.1 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du moteur Stirling est très simple, Imaginons une boite cylindrique remplie par un gaz (ex : l'air) et fermée par un piston de travail qui peut coulisser de haut en bas et vice versa. En suppose que cette boite est mise successivement en contact avec une source chaude puis une source froide, à nouveau une source chaude puis une source froide…etc. le phénomène suivant se produit :

- Si la boîte est en contact avec la source chaude :
  - ➔ La température du gaz augmente
  - ➔ Sa pression augmente ;
  - ➔ Le piston se déplace vers le haut (Figure II.16 -a-).

- Si la boîte est en contact avec la source froide :
  - ➔ La température du gaz diminue
  - ➔ Sa pression va baisser
  - ➔ Le piston se déplace vers le bas (FigureII.16 -b-).

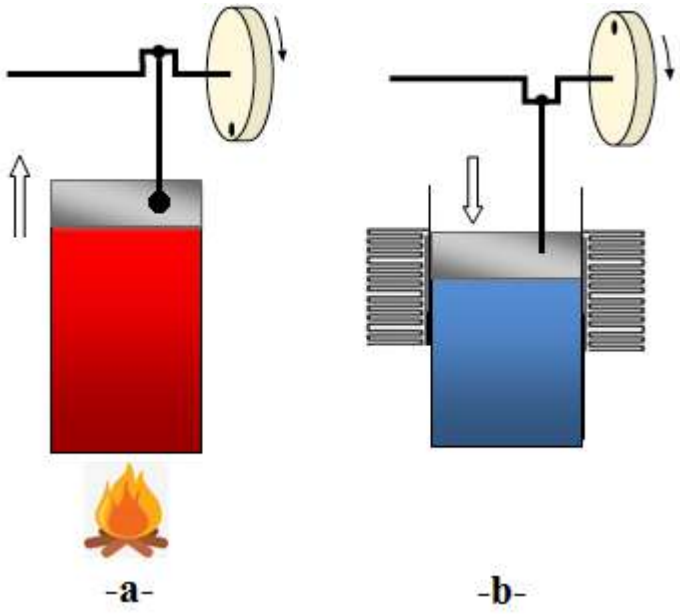


Figure II. 16 : Système fermé en contact avec la source (a : chaude, b : froide)

Ces deux mouvements se font avec température constante ($T= C^{te}$) et un changement de volume et de pression du gaz en même temps.

Maintenant, plutôt que de chauffer et de refroidir toute la boîte, chauffons un côté et refroidissons l'autre. Ceci peut se réaliser en introduisant un autre piston pour déplacer l'air d'un côté à l'autre de la boite afin que celui-ci se chauffe ou se refroidit. Ce piston est appelé "déplaceur", (Figure II.17).

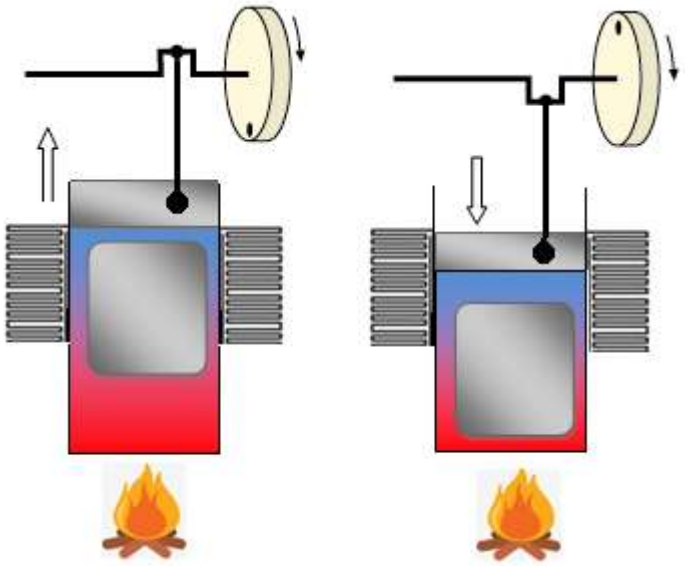


Figure II. 17 : Représentation du rôle de déplaceur

Pour assurer le mouvement de ce déplaceur, on utilise une petite partie de l'énergie mécanique précédemment fournie par le piston de travail, (Figure II. 18).

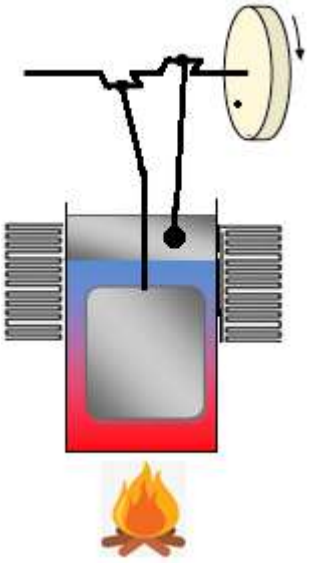


Figure II. 18 : Raccordement du déplaceur avec le vilebrequin

Le mouvement de déplaceur se fait à un volume du gaz constant, ($V = C^{te}$). On peut résumer tout cela dans quatre phases pendant lesquelles le gaz utilisé subit les transformations suivantes:

- **Compression isotherme (étape 1-2)**

Le déplaceur est en position morte bas (PMB), le piston de travail descend de la position morte haut (PMH) à la PMB, la pression du gaz augmente au fur et à mesure que son volume diminue (Figure II.19).

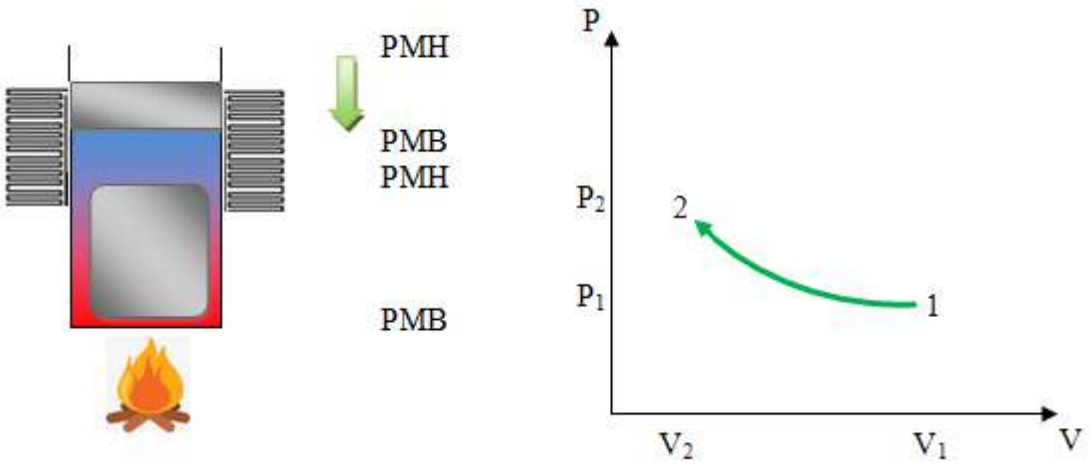


Figure II. 19 : Compression isotherme (étape 1-2)

- **Chauffage isochore (étape 2-3)**

Le piston de travail est en PMB, le déplaceur remonte de la PMB à la PMH et porte l'air de la partie froide à la partie chaude, le gaz de travail récupère de l'énergie thermique accumulée précédemment. Par conséquent, la pression et la température de l'air augmentent durant cette phase (Figure II.20).

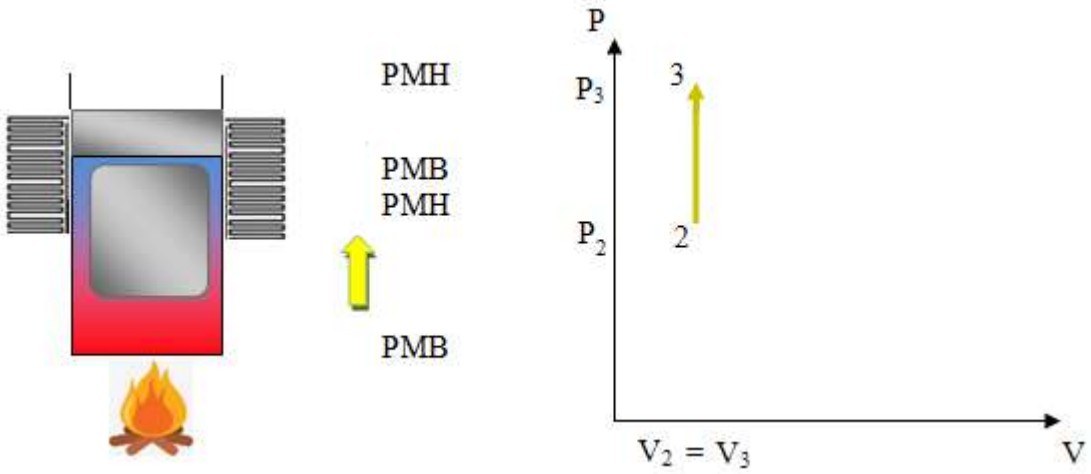


Figure II. 20 : Chauffage isochore (étape 2-3)

- **Détente isotherme (étape 3-4)**

Le déplaceur est en PMH, le piston remonte de la PMB à la PMH, le volume augmente alors que la pression diminue. C'est pendant cette transformation que l'énergie motrice est produite (FigureII.21).

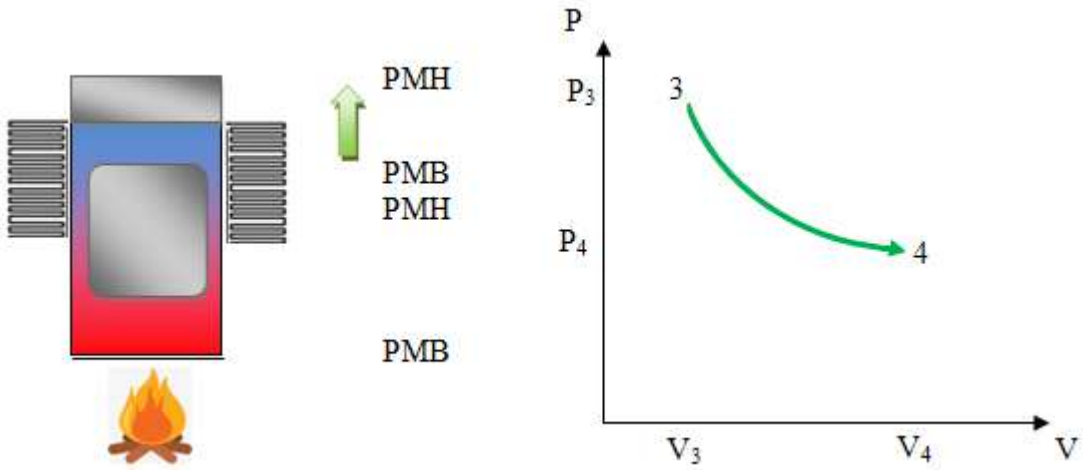


Figure II. 21 : Détente isotherme (étape 3-4)

- **Refroidissement isochore (étape 4-1)**

Le piston de travail est en PMH, le déplaceur descend de la PMH à la PMB et déplace l'air de la partie chaude vers la partie froide, le gaz de travail cède de l'énergie thermique accumulée directement vers la source froide du moteur. La température et la pression diminuent pendant cette phase (Figure II.22).

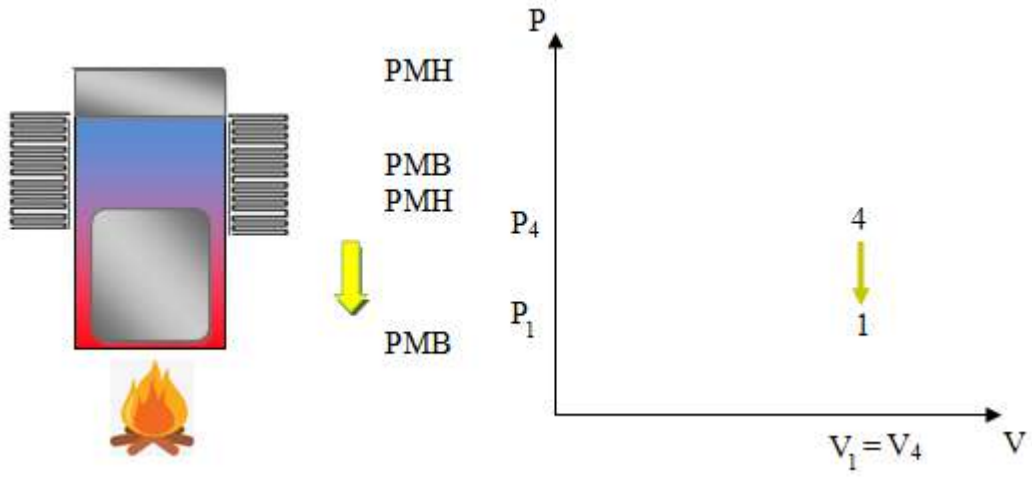


Figure II. 22 : Refroidissement isochore (étape 4-1)

II.2.2 Cycle moteur Stirling

II.2.2.1 Cycles théorique de Stirling

II.2.2.1.1 Bilan énergétique du moteur

Le cycle de Stirling est constitué de deux isothermes et de deux isochores effectuées de manières réversibles. Ce cycle est représenté sur le diagramme de Clapeyron (FigureII.23).

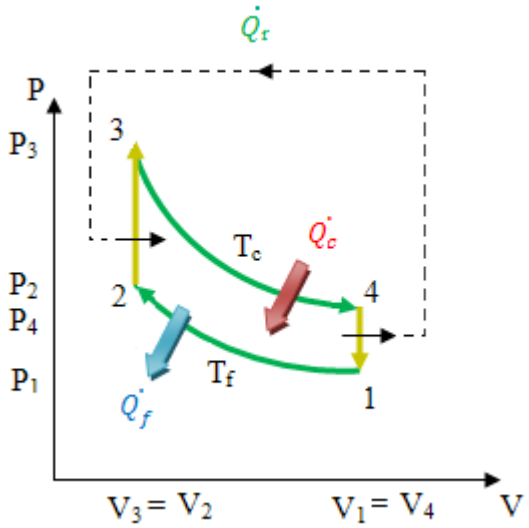


Figure II. 23 : Représentation de cycle théorique de Stirling sur le diagramme de Clapeyron

Les quantités de chaleur Q et les travaux W étant calculées théoriquement à partir de l'équation du premier principe de la thermodynamique (Equation II.1), en supposant que le système est parfaitement fermé, et le gaz contenu dans le moteur comme étant un gaz parfait.

$$\boldsymbol{\delta Q + \delta W = dEi} \qquad \text{(II. 1)}$$

Où :

$$\boldsymbol{dEi = dm_g C_v\, dT} \qquad \text{(II. 2)}$$

$$\boldsymbol{\delta W_{méc} = -Pdv} \qquad \text{(II. 3)}$$

Pour les transformations isothermes$dEi = 0$, et pour les transformations isochores$\delta W_{méc} = 0$.

Pour les différentes étapes du cycle, on peut établir :

- **Compression isotherme (étape 1-2)**

Le fluide de travail cède de la chaleur à la source froide, on doit fournir de l'énergie mécanique au gaz pendant cette période.

$$\boldsymbol{Q_{1\to2} = Q_f = m_f\, R\, T_f\, ln(\frac{V_2}{V_1})} \qquad \text{(II. 4)}$$

$$\boldsymbol{W_{1\to2} = -Q_{1\to2}} \qquad \text{(II. 5)}$$

- **Chauffage isochore (étape 2-3)**

Le régénérateur interne du moteur cède de la chaleur au fluide de travail.

$$\boldsymbol{Q_{2\to3} = m_c C_v\,(T_c - T_f)} \quad \text{(II. 6)}$$

$$\boldsymbol{W_{2\to3} = 0} \quad \text{(II. 7)}$$

- **Détente isotherme (étape 3-4)**

Transfert de chaleur d'une source de chaleur extérieure vers le fluide de travail, le moteur produit le travail utile du cycle.

$$\boldsymbol{Q_{3\to4} = Q_c = m_c\, R\, T_c\, ln(\frac{V_4}{V_3})} \quad \text{(II. 8)}$$

$$\boldsymbol{W_{3\to4} = -Q_{3\to4}} \quad \text{(II. 9)}$$

- **Refroidissement isochore (étape 4-1)**

Le fluide de travail cède de la chaleur au régénérateur interne du moteur.

$$\boldsymbol{Q_{4\to1} = m_f C_v\,(T_f - T_c)} \quad \text{(II. 10)}$$

$$\boldsymbol{W_{4\to1} = 0} \quad \text{(II. 11)}$$

On note que $Q_{2\to3} = -Q_{4\to1}$ (L'énergie fournie par le gaz à la 4ème phase peut être stockée et restituée au gaz pendant la 2ème phase).

II.2.2.1.2 Puissance mécanique

Pendant une rotation complète du vilebrequin, le système subit une suite de transformations qui le ramènent à son état initial. L'énergie interne étant une fonction d'état, sa variation est nulle au cours d'un cycle et sur la base du premier principe de la thermodynamique on déduit la puissance mécanique produite par le cycle :

$$\boldsymbol{\dot{W}_{méc} = -(\dot{Q}_f + \dot{Q}_c) = |\dot{Q}_c| - |\dot{Q}_f|} \quad \text{(II. 12)}$$

Ce travail est effectué par le piston de travail lors de la compression et la détente. Il peut également être calculé par l'expression suivante :

$$\boldsymbol{\dot{W}_{méc} = \dot{W}_{1\to2} + \dot{W}_{3\to4}} \quad \text{(II. 13)}$$

II.2.2.1.3 Rendement théorique du moteur

Le rendement théorique des moteurs s'exprime par :

$$\boldsymbol{\eta_{th} = \frac{le\ travail\ récupéré}{la\ chaleur\ fournit} = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{Q}_c|} = 1 - \frac{|\dot{Q}_f|}{|\dot{Q}_c|}} \quad \text{(II. 14)}$$

Si toutes les transformations sont effectuées d'une manière réversible, le rendement du moteur sera le même que celui de Carnot, et ce en tenant compte du second principe de la thermodynamique décrit dans l'équation suivante :

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = 0 \qquad \text{(II. 15)}$$

L'équation (II.14) devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \qquad \text{(II. 16)}$$

II.2.2.2 Cycles réel de Stirling

Comme le montre la Figure (II.24), Le cycle réel du moteur Stirling représenté par une ellipse contrairement au cycle théorique où les transformations sont parfaites et complètes (compression isotherme (1-2) à la température T_c, et la détente isotherme (3-4) à la température T_f). Les principales causes, de l'écart entre le cycle réel du cycle théorique, sont les suivantes :

- Le transfert de chaleur limité ;
- Régénérateur non parfait ;
- Les transformations de compression et de détente ne sont pas isothermes ;
- La synchronisation des pistons n'est pas parfaite. Le mouvement théorique du piston et du déplaceur est synchronisé où il présente des phases de mouvement et des phases de repos, alors que dans la pratique, le mouvement est plutôt continu[3].

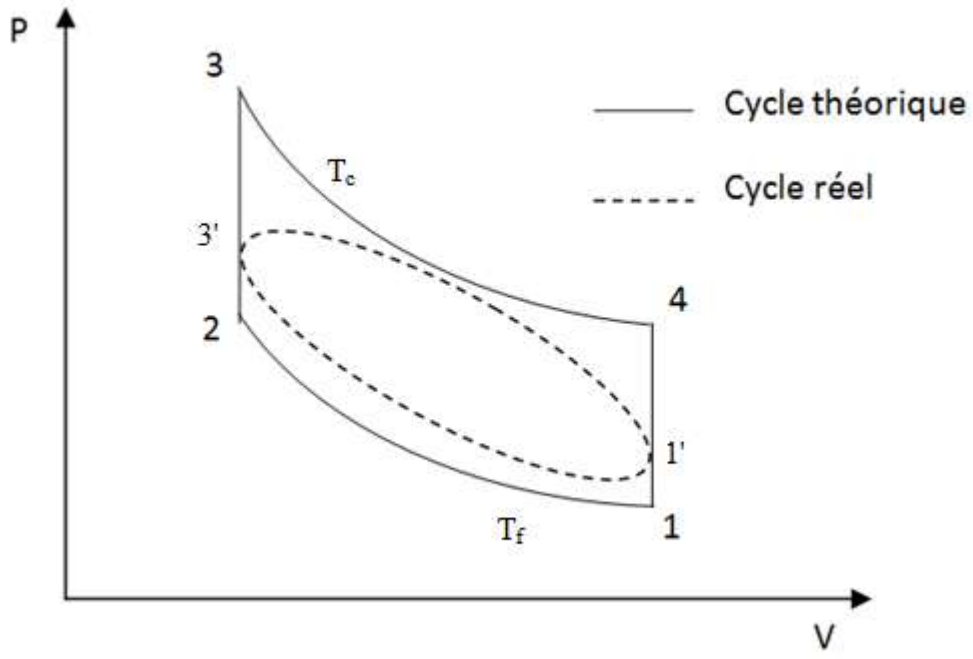


Figure II. 24 : Cycle théorique et cycle réel de Stirling

II.2.3 Caractéristiques essentielles du moteur Stirling

II.2.3.1 Avantages

Le développement du moteur Stirling a commencé dans ses buts à remplacer les machines thermiques de cette époque en raison de plusieurs avantages [71], parmi lesquels on cite :

- ✓ Un fonctionnement silencieux : Car il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas d'un moteur à combustion interne car la combustion s'effectue à l'extérieur du cylindre. De plus, il est conçu de façon à être facile à équilibrer et à ne pas créer des vibrations.
- ✓ Facilité d'entretien : Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe, ce qui signifie que la chaleur est transmise au fluide de travail via un échangeur. L'absence de contact direct entre le combustible et toutes les pièces mécaniques en mouvement réduit l'usure, le besoin de lubrification et la maintenance du moteur.
- ✓ Meilleures performances : Le moteur Stirling est le seul à pouvoir atteindre théoriquement les performances théoriques maximales connues sous le nom de rendement de Carnot.
- ✓ Le moteur Stirling offre une bonne réponse aux basses températures. Ce moteur alternatif fonctionne mieux avec des températures ambiantes froides, contrairement aux moteurs à combustion interne, qui démarre facilement dans les temps chauds, mais pose des problèmes dans les temps froids.
- ✓ Polyvalence du carburant : Le moteur Stirling peut fonctionner avec n'importe quelle source de chaleur, par exemple, brûler du bois, du charbon, du gaz, du biogaz, des combustibles liquides et même de l'énergie solaire, nucléaire. En revanche, les moteurs à combustion interne sont limités à l'utilisation d'essence dans le moteur Otto ou du diesel dans le moteur diesel.
- ✓ L'aptitude écologique : Le moteur Stirling répond 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 production d'électricité à partir d'énergie solaire. De telles installations peuvent être aussi munies de brûleurs de combustible fossile d'appoint permettant de garantir la production d'électricité quelles que soient les conditions climatiques. D'un tel système peut s'installer dans les régions rurales éloigné des réseaux électriques.

II.2.3.2 Inconvénients

Au fil du temps, certains inconvénients par rapport aux moteurs à combustion interne ont laissé le moteur Stirling en arrière-plan. Parmi lesquels on peut citer les suivants :

- ✓ Plus volumineux et lourd : La combustion externe, qui nécessite des échangeurs de chaleur dans les parties chaudes et froides, rend le moteur Stirling généralement plus encombrant et plus lourd qu'un moteur à combustion interne.
- ✓ Coût élevé : Les moteurs Stirling nécessite des échangeurs de chaleur à l'entrée et à la sortie, qui contiennent le fluide de travail à haute température et pression où ils doivent résister aux effets corrosifs de la source de chaleur et de la haute pression. Cela implique l'utilisation de matériaux qui répondent de manière significative à la machine.
- ✓ Départ plus lent : L'inertie thermique inhérente à un moteur à combustion externe ralentit son démarrage. Pour cette raison, le moteur Stirling ne convient pas aux applications nécessitant des démarrages rapides ou des changements rapides de vitesse.
- ✓ Plus dangereux : Le mélange d'air et de fluides combustibles lubrifiants à l'intérieur du moteur peut produire des mélanges explosifs en raison de l'oxygène contenu dans l'air, un danger qui est accentué dans les moteurs à haute pression. Le problème a été résolu en utilisant des gaz de travail neutres (hélium, azote).
- ✓ 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.

II.2.4 Différents configurations de moteur Stirling

Les moteurs Stirling peut être classés en fonction de l'utilisation de pistons à simple ou à double effet, de la configuration des cylindres utilisés, et de l'existence ou non de liaisons mécaniques entre les pistons.

II.2.4.1 Moteurs cinématique à simples action

Ce 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 :

II.2.4.1.1 Configuration Alpha

Le moteur bicylindre ou alpha (Figue II.25) est un moteur dans lequel un cylindre est associé à la source froide et un autre est associé à la source chaude. Le couplage cinématique des deux pistons permet au fluide de passer d'un cylindre à l'autre tout en traversant un récupérateur d'énergie (régénérateur) et de faire varier le volume selon les phases s'approchant de celles décrites dans le diagramme indicateur de Stirling.

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.

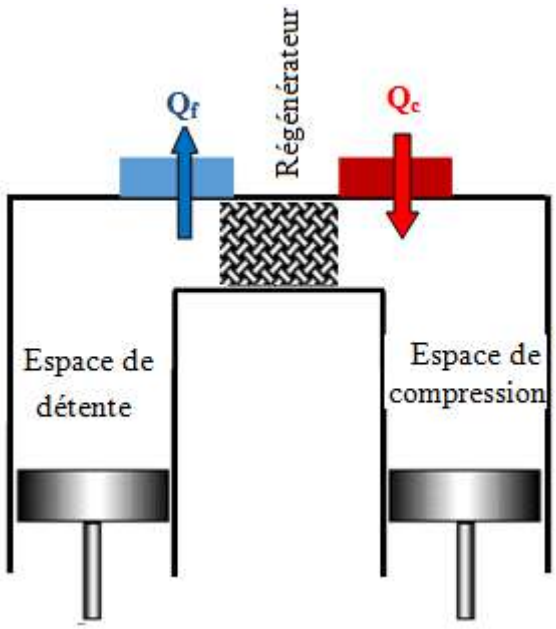


Figure II. 25 : Configuration du moteur Stirling Alpha

II.2.4.1.2 Configuration Bêta

Avec un simple piston de puissance placé Co-axialement avec un déplaceur (Figure II.26). Cette configuration perd ses avantages pour des moteurs à plusieurs cylindres. Cependant, cette configuration connaît les problèmes d'étanchéité au niveau des éléments les plus importants (étanchéités du piston-cylindre, étanchéité de l'axe du déplaceur avec le piston moteur). Ce moteur peut atteindre des rendements élevés de compression.

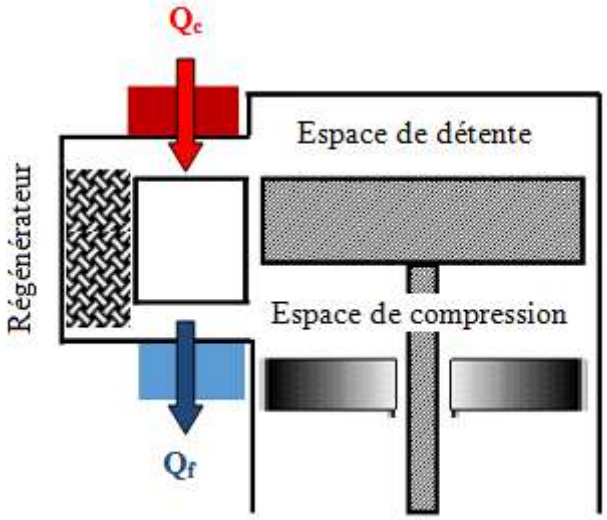


Figure II. 26 : Configuration du moteur Stirling Bêta

II.2.4.1.3 La configuration Gamma

C'est la configuration la plus ancienne et la plus encombrante (Figure II.27). Elle possède l'espace mort le plus important ce qui réduit sensiblement la puissance. En effet, c'est la même que la configuration bêta, sur lequel le piston de puissance, n'est pas monté Co-axialement 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.

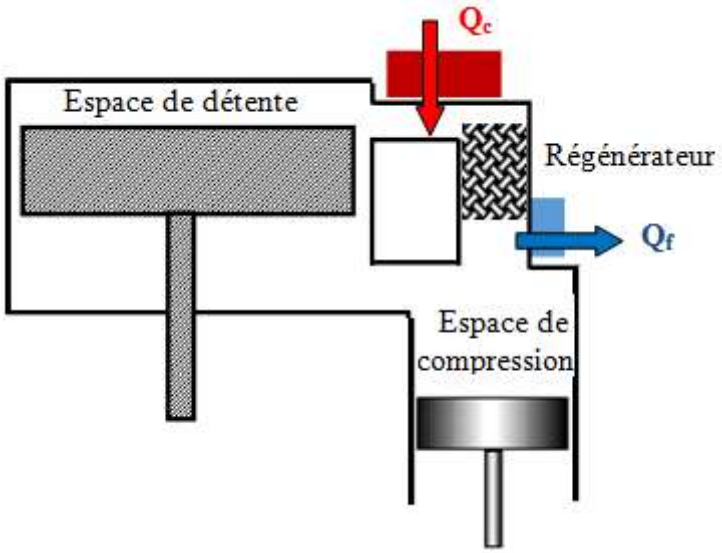


Figure II. 27 : Configuration du moteur Stirling Gamma

II.2.4.2 Moteurs cinématique à double action

Dans ces moteurs (Figure II.28), 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.

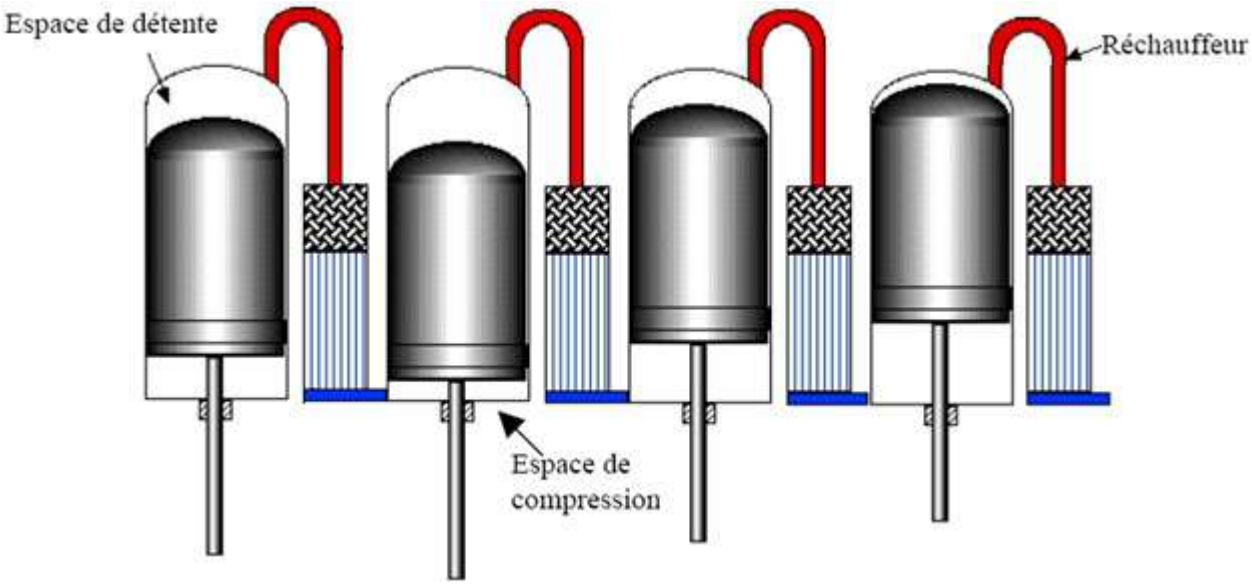


Figure II. 28 : Configuration des moteurs Stirling à double action[72]

II.2.4.3 Moteurs à piston libre (moteur dynamique)

Cette appellation " moteur Stirling à piston libre (MSPL)" est utilisé pour tout moteur Stirling dans lequel l'un des éléments alternatifs qui constituent le moteur n'est couplé directement à aucun autre élément [73, 74]. En 1907, *Ringbom* a breveté le premier de ces moteurs, modifiant un moteur Stirling à deux cylindres [75].

La différence entre les moteurs Stirling à piston libre (dit aussi, moteur dynamique) et les moteurs Stirling cinématique réside dans le fait qu'il n'existe pas de mécanisme cinématique rigide assurant la synchronisation du déplacement du piston et du déplaceur. En effet, le piston et le déplaceur sont libres et se déplacent indépendamment et leurs mouvements sont couplés à travers la pression du gaz de travail.

L'un des moteurs à piston libre le plus connu est conçu par *W. Beale* [15, 73]. Il est composé d'un piston lourd et d'un déplaceur ayant une très faible masse, qui se déplace dans un cylindre fermé (les deux extrémités sont fermées). Le gaz contenu dans le moteur agit comme un ressort pneumatique et peut être remplacé par un ressort mécanique. Dans les deux cas, la combinaison de la force du ressort et du poids du piston le fait osciller.

II.2.4.3.1 Types de moteurs Stirling à piston libre

Les moteurs Stirling à piston libre sont généralement constitués de configurations "Gamma ou Bêta".

II.2.4.3.1.1 Moteur à piston libre type Gamma

La configuration Gamma (Figure II.29) est beaucoup plus pratique pour la fabrication et l'exploitation car elle permet d'éviter les chevauchements de déplacements de piston et du déplaceur puisque chaque piston est physiquement situé dans son propre cylindre [72].

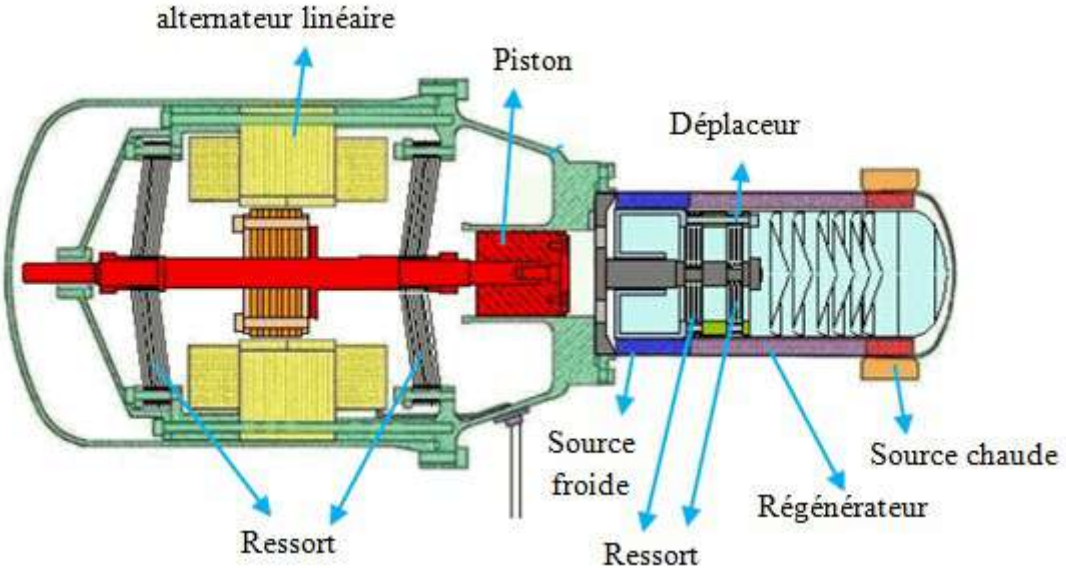


Figure II. 29 : Moteur Stirling à piston libre de type Gamma[76]

II.2.4.3.1.2 Moteur Stirling à piston libre type Bêta

Ce type de moteur (Figure II.30) est moins stable pendant le fonctionnement par rapport au type Gamma, car une telle conception facilite la collision des deux pistons pendant le fonctionnement. C'est pour cette raison qu'un tel moteur nécessite généralement des systèmes de commande électroniques et électriques de haute précision pour synchroniser en plus les mouvements des pistons [72].



Figure II. 30 : Moteur Stirling à piston libre de type bêta [77]

II.3 Le Biogaz

II.3.1 La méthanisation

Le Biogaz est un type de biocarburant qui est produit naturellement à partir de la décomposition des déchets organiques. Lorsque les matières organiques, telles que les restes de nourriture et les excréments d'animaux, se décomposent dans un environnement anaérobie (sans oxygène) ils libèrent un mélange de gaz, principalement du méthane et du dioxyde de carbone. Comme cette décomposition se produit dans un environnement anaérobie, le processus de production de biogaz est également appelé digestion anaérobie, et plus communément appelée méthanisation.

Le bilan de la réaction de méthanisation est représenté par la Figure (II.31) comme suit :

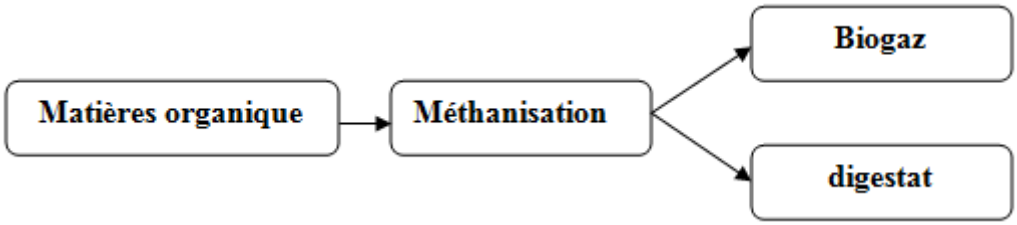


Figure II. 31 : Le bilan de la réaction de méthanisation

Le Biogaz est composé principalement de méthane (CH_4), de 55 à 70% et de dioxyde de carbone (CO_2) et de quelques traces (NH_3, N_2, H_2S). Seul le méthane est valorisable en tant qu'énergie sous forme de chaleur et électricité par combustion. Les composés (NH_3, N_2, H_2S) ne présentant pas d'intérêt, par contre ils représentent une perturbation sur la production énergétique, ils sont donc le plus souvent éliminés avant utilisation du biogaz par différents moyens (lavage à l'eau, élimination par gravité, absorption ou adsorption). La proportion de CH_4 varie selon les substrats utilisés (matières organiques animales et/ou végétales) [78].

Le Digestat est un produit humide riche en matière organique partiellement stabilisée. Il est généralement envisagé le retour au sol du digestat après éventuellement une phase de maturation par compostage.

II.3.2 Matières premières utilisé pour la production de Biogaz

Toutes les matières organiques sont susceptibles d'être ainsi décomposées et produire du biogaz (excepté des composés très stables comme la lignine). Ces matières peuvent être d'origine végétale, animale, agro-industrielle, forestière, domestique ou autre, le tableau (II.2) présente quelques matières peuvent être utilisées lors de la production de Biogaz :

Tableau II. 2 : matières organiques utilisé pour la production de Biogaz[79]

Résidus d'origine animale	Fumier, urine, guano, déchets d'abattoir (sang et autres), déchets de poisson.
Résidus d'origine végétale	Mauvaises herbes, chaumes de cultures, paille, fourrage en mauvais état.
Résidus d'origine humaine	Selles, ordures, urine.
Déchets agroindustriels	Son de riz, grignons, cossettes, mélasse, déchets de semences.
Résidus forestiers	Feuilles, tiges, branches et écorces.
Déchets des plantes de la mer	Algues marines, plantes aquatiques.

II.3.3 Etapes de Production du biogaz

Le biogaz est formé à partir de la dégradation anaérobie de la matière organique provenant de déchets solides et/ou d'effluents liquides. Ce processus, qui peut se produire spontanément dans un milieu naturel propice, se compose de quatre étapes biochimiques résumées sur la Figure (II.32) [78].

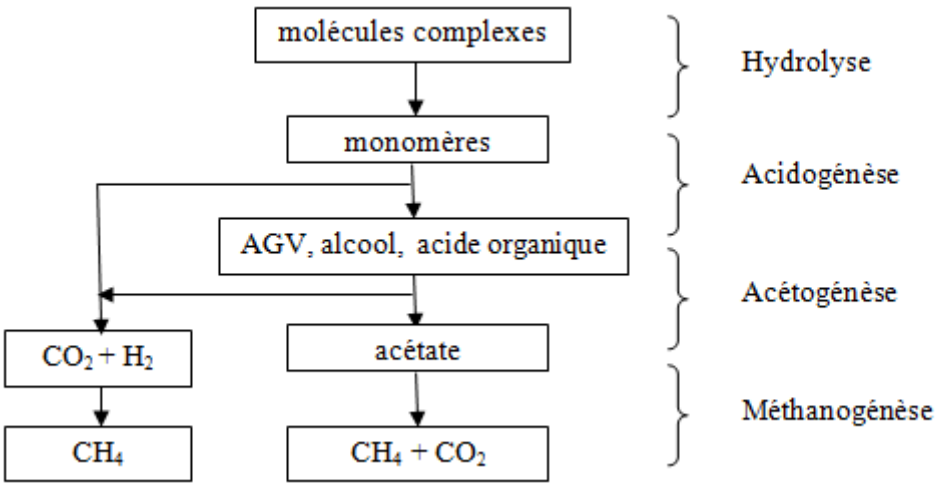


Figure II. 32 : Processus biochimiques de la digestion anaérobie

II.3.3.1 Hydrolyse

L'hydrolyse est la première étape de la digestion anaérobie. Au cours de celle-ci, les macromolécules complexes sont solubilisées sous l'action d'enzymes extracellulaires excrétées par des bactéries anaérobies strictes. Les polysaccharides (cellulose, hémicellulose) sont découpés en sucres simples comme le glucose, les protéines en acides aminés et les lipides en acides gras. Les composés particulaires sont scindés en monomères (molécules simples) de taille suffisamment petite pour pouvoir être transportés à travers de la membrane cellulaire. Une fois dans la cellule ces molécules simples pourront être utilisées comme source d'énergie pour le métabolisme[80, 81].

II.3.3.2 Acidogènese

Cette étape est un mécanisme intracellulaire qui nécessite que les monomères pénètrent dans la membrane des bactéries. Dans la quel, des bactéries anaérobies facultative transforme les monomères produits pendant l'hydrolyse en acides gras volatils (AGV) de 2 à 5 atomes de carbone, Parallèlement, d'autre produits apparaissent comme de l'alcool (éthanol), de l'acide organique, de l'hydrogène et de dioxyde de carbone. Cette opération à un rendement énergétique élevé [81].

II.3.3.3 Acétogénèse

C'est ici qu'interviennent des bactéries réductrices acétogènes et des bactéries sulfato-réductrices pour transformer les produits de l'acidogénèse en acétate, hydrogène et dioxyde de carbone. d'autre produits sont aussi générés lors de cette étape comme le sulfate, de l'hydrogène sulfuré (H_2S)[82].

II.3.3.4 Méthanogénèse

La méthanogénèse constitue la dernière étape de la digestion anaérobie au cours de laquelle les méthanogènes créent du méthane à partir des produits résultants de l'acétogénèse, ainsi que de certains produits intermédiaires de l'hydrolyse et de l'acidogénèse. Il existe deux voies principales impliquant l'utilisation d'acide acétique et de dioxyde de carbone, les deux principaux produits des trois premières étapes de la digestion anaérobie, afin de créer du méthane dans la méthanogenèse:

$$CO_2 + 4H_2 \rightarrow CH_4 + 2H_2O \quad \text{(II. 17)}$$

$$CH_3COOH \rightarrow CH_4 + CO_2 \quad \text{(II. 18)}$$

Bien que le CO_2 puisse être converti en méthane et en eau par la réaction. Le mécanisme principal pour créer du méthane dans la méthanogenèse est la voie impliquant l'acide acétique. Ce chemin crée du méthane et du CO_2, les deux principaux produits de la digestion anaérobie [83].

II.3.4 Les paramètres influençant la production de Biogaz

La digestion anaérobie est un processus complexe très sensible à certains paramètres et conditions de fonctionnement. Pour un meilleur rendement de production de Biogaz, il faut tenir en compte des différents paramètres qui ont un effet sur la digestion anaérobie tels que la température, le pH, le temps de séjour, la composition de la matière à dégrader et l'agitation du mélange.

II.3.4.1 La température

La température du mélange dans le digesteur est un facteur important pour l'efficacité du processus de digestion. On peut différencier trois types de digestion anaérobie selon les zones de températures dans lesquelles s'opère le processus [84], soit :

- Digestion psychrophile : basse température <20 °C,
- Digestion mésophile : température moyenne 30 à 40°C,
- Digestion thermophile : température élevée 50 à 60°C.

La plupart des bactéries anaérobies fonctionnent dans un milieu de 30 et 35 °C et c'est la température optimale pour la production de biogaz. La température dans le digesteur doit toujours être supérieure à 20 °C, car à des températures plus basses, une faible quantité de biogaz est produite et en dessous de 10 °C, la digestion cesse complètement. Des périodes de rétention de déchets organiques varie entre 10 à 25 jours dans le digesteur sont courantes dans la plupart des pays tropicaux. Si les températures ambiantes sont élevées, par exemple en moyenne entre 30 et 35 °C, une période de rétention de ces déchets est plus courte (environ 15 jours). Dans les climats plus froids, des périodes de rétention plus longues sont courantes, allant de 80 à 90 jours [85].

Aux températures élevées, la décomposition et la production de biogaz sont plus rapides. Un essai réalisé par *El Mashad et al* [86] sur plusieurs digesteurs CSTR (Continuous Stirred Tank Reactor) testant une plage de température de 50 °C à 60 °C sur du fumier, a démontré une meilleure production de méthane à 50 °C.

II.3.4.2 Le pH

La variation du pH est un paramètre très influençant sur le développement des microorganismes et les réactions métaboliques. Les bactéries les plus sensibles aux variations de pH sont les acétogènes et les méthanogènes[87]. Les différents groupes bactériens présents dans le processus de digestion anaérobie ont des niveaux d'activités optimaux autour de la neutralité. L'optimum se situe entre 5,5 et 6,5 pour les acides et entre 7,8 et 8,2 pour les méthanogènes. Le pH optimal pour les cultures mixtes se situe entre 6,8 et 7,4, un pH neutre étant l'idéal.

La valeur du pH dans le digesteur détermine non seulement la production de biogaz, mais également sa composition, Pour que le processus de méthanisation se développe de manière satisfaisante, le pH ne doit pas descendre en dessous de 6,0 ni d'augmenter au-dessus de 8,0. L'une des conséquences d'une chute du pH à des valeurs inférieures à 6 est que le biogaz généré est très pauvre en méthane et, par conséquent, le méthane produit a une qualité énergétiques faible[79]. Cependant, les bactéries acidogénèses continuent à produire des acides gras volatiles (A.G.V.) jusqu'à des pH voisins de 4,5 [82].

Le pH a des actions directes sur le couple ammoniac/ammonium. En effet, une augmentation de pH conduit à une augmentation de la forme ammoniac dans le milieu, cette augmentation de l'ammoniac avec une valeur de pH qui dépasse 8,5 sont toxiques pour les bactéries méthanogènes. Par contre, les acidogènes sont nettement moins sensibles aux valeurs de pH plus extrêmes[82, 88].

II.3.4.3 Le temps de séjour

Le temps de séjour est un paramètre couramment utilisé pour estimer le temps moyen d'un produit dans un réacteur. Il représente le principal paramètre de dimensionnement d'un digesteur, généralement de l'ordre de 30 jours, ce qui est un compromis entre l'optimisation des performances de la dégradation de la matière organique et le volume du digesteur [82], toutefois, il faut adapter le temps de séjour en fonction des substrats dans le digesteur et le post-digesteur pour assurer une dégradation optimale et la collecte du biogaz produit [89]. En plus, Le taux de dégradation dépend en grande partie de la température; Plus la température est élevée, plus le temps de rétention ou la fermentation est court pour obtenir une bonne production de biogaz [79].

II.2.4.4 Composition de la matière à dégrader

Les matières organiques utilisé lors de la production du biogaz ont un potentiel méthanogène toutefois très variable. Il dépend d'une part de sa teneur en matière sèche et d'autre part de son contenu en matière organique. Le rapport entre les deux teneurs est appelé matière sèche volatile.

La méthanisation convient particulièrement aux substrats riches en eau, contenant de la matière organique facilement dégradable, cependant, les lisiers et les fumiers font partis des substrats qui ont les plus faibles potentiels méthanogènes mais ils sont indispensables au processus de méthanisation puisqu'ils contiennent les bactéries à l'origine de la dégradation de la matière organique en biogaz [82].

Les matières à haute teneur en lignine ne sont pas directement utilisables et doivent par conséquent être soumises à des traitements préalables (découpe, macération, compostage) afin de libérer les substances pouvant être transformées à partir d'incrustations de lignine. Dans le cas des déjections animales, la dégradation de chacun d'entre eux dépendra fondamentalement du type d'animal et de la nourriture qu'ils ont reçue [79]. Néanmoins, Plus les substrats sont riches en matière grasse et en matière sèche, plus la quantité de biogaz produite est importante [82]. La Figure (II. 33) présente les valeurs du potentiel méthanogène pour quelques types de substrats.

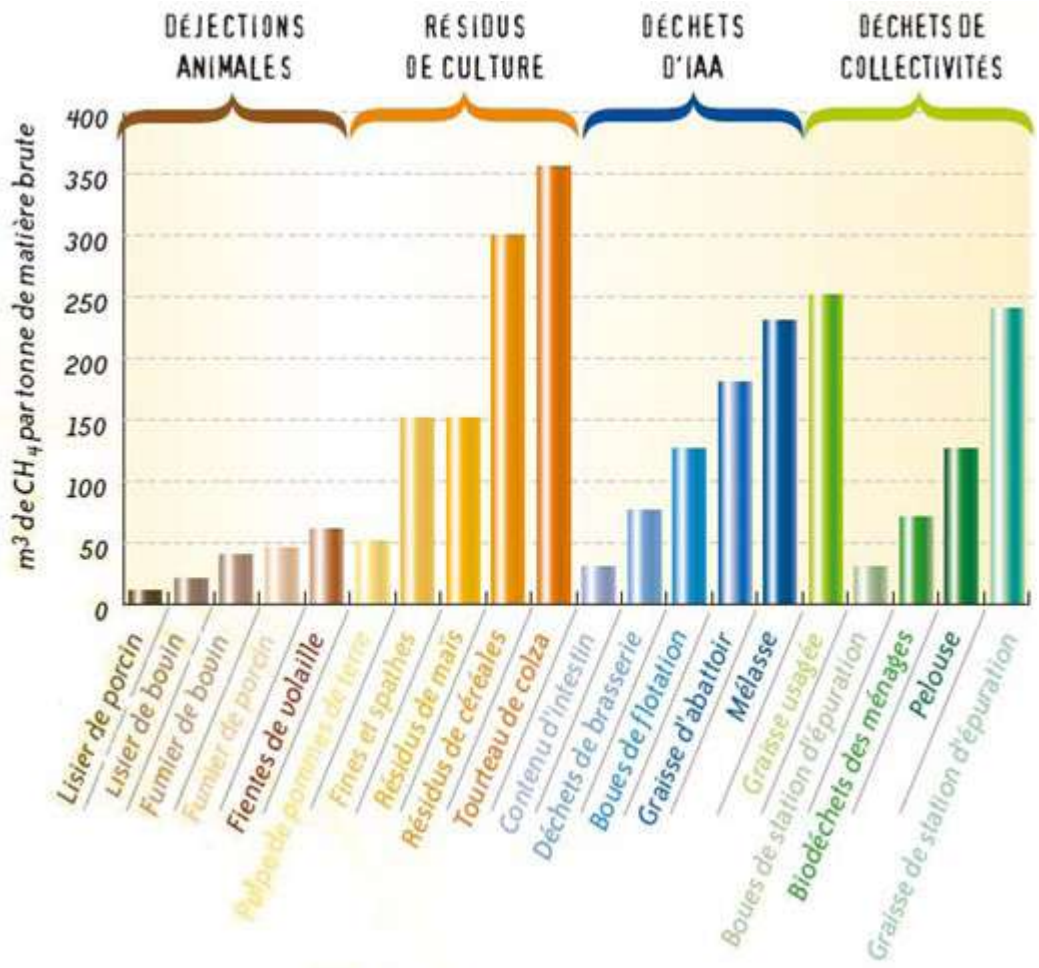


Figure II. 33 : Potentiel méthanogène de différents substrats [90]

II.3.4.5 L'agitation

L'agitation est parmi les paramètres clé du bon fonctionnement du processus de fermentation et de dégradation de la matière organique. Une agitation optimisée permet d'assurer une bonne homogénéisation du mélange et de favoriser le contact entre les microorganismes et le substrat, ainsi, pour maintenir une température homogène et pour libérer le biogaz formé [91].

II.3.5 Types de digesteurs de Biogaz

Il existe deux types de digesteurs : continus et par lots (discontinues).

II.3.5.1 Digesteurs Continus

Le chargement en matériaux est fréquent (journalier ou hebdomadaire), chaque chargement remplace approximativement 5 à 15% du volume total. La concentration de solide est faible (6 à 8% du volume), et une fois que le processus de digestion a commencé, la production de biogaz est relativement constante. Les digesteurs continus sont mieux adaptés à des situations où il y a une production constante de matériaux pour la bio digestion, c'est-à-dire quand la matière organique

est collectée toute l'année. Ils sont aussi adaptés aux petites propriétés ou les déchets du foyer peuvent être ajoutes comme matière première [92].

Les digesteurs continus se diffèrent d'un pays à l'autre. La structure, les principes opérationnels, les performances et l'application de ces digesteurs varient également d'une région à l'autre et d'un pays à l'autre. En termes de structure de digesteur, trois types de digesteurs sont disponibles [93] (Figure II. 34) :

1. Les digesteurs à dôme fixe ou les digesteurs hydrauliques, qui sont les plus courants au Népal, au Cambodge, au Vietnam, au Pakistan, au Bangladesh et en Afrique ;
2. Les digesteurs à couverture flottante, que l'on rencontre couramment en Inde et en Afrique;
3. Les digesteurs à ballon ou à tube, que l'on peut trouver dans des pays d'Asie du Sud-Est tels que le Vietnam et le Myanmar.

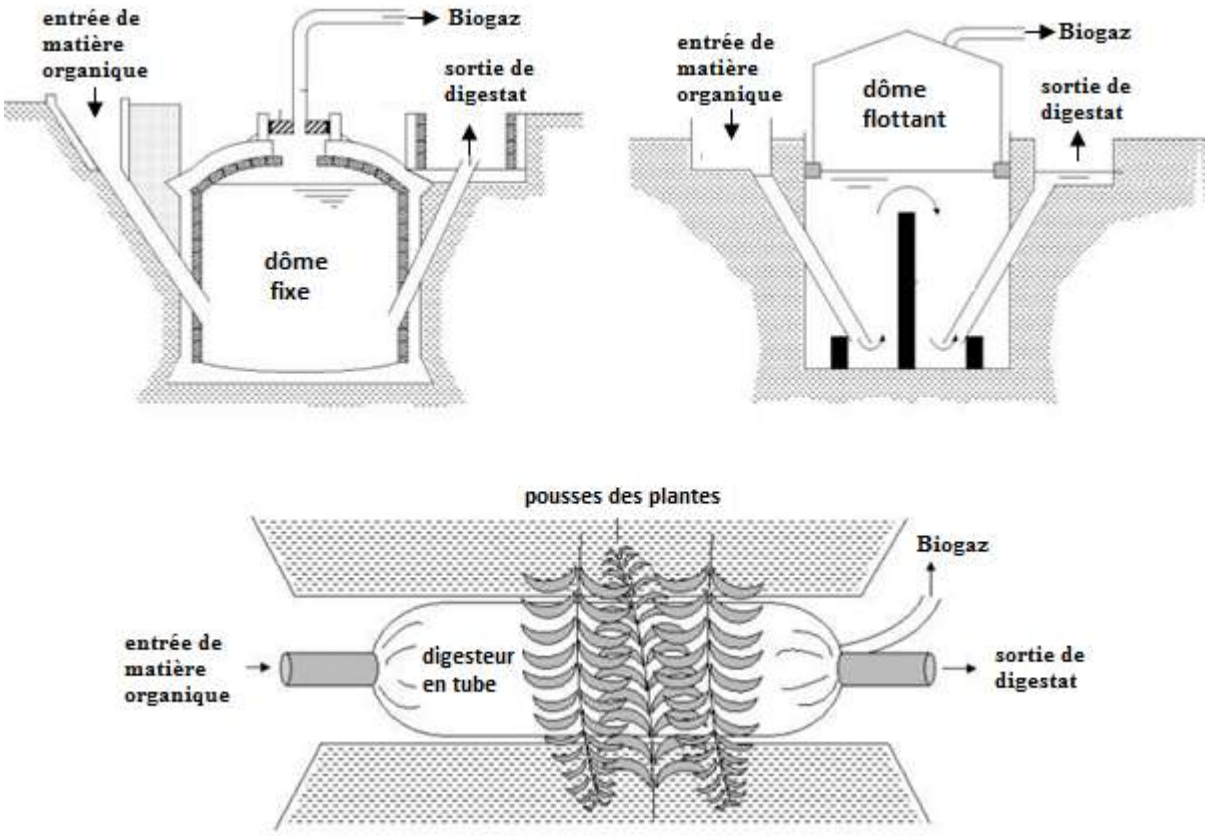


Figure II. 34 : Types de digesteurs continus. En haut à gauche : digesteur à dôme fixe. En haut à droite : digesteur à dôme flottant. En bas : digesteur tubulaire en polyéthylène.

II.3.5.2 Digesteurs par lots (discontinues)

Les digesteurs discontinues (Figure II. 35) comprennent une série de cuves scellées ou dépôts, avec une sortie de gaz connecté avec un gazomètre flottant, ou le gaz est stocké. Avec de multiples digesteurs, un est toujours en chargement ou déchargement alors que les autres sont en production de biogaz. Alimenter ou charger le digesteur avec la matière première, qui a une concentration plus élevée de solides (40 à 60%), est réalisé en une seule fois, puisqu'il n'y a pas rechargement

pendant le processus de fermentation. Le matériel organique stabilise est déchargé une fois que la production de biogaz est finie [92].



Figure II. 35 : Photographie des digesteurs anaérobies en mode d'alimentation par lot discontinu [94]

II.3.6 Valorisation du Biogaz

Une fois le biogaz capté ou produit, autant le valoriser le plus efficacement possible. Différentes voies sont envisageables : chaleur seule, électricité seule, cogénération, carburant et injection dans le réseau de gaz naturel [95].

Quel que soit l'usage final du biogaz, il est quasiment impossible de l'utiliser tel qu'il est produit ou récupéré. La seule fraction valorisable est le méthane qu'il contient en proportion plus ou moins grande et les autres composants sont inutiles, gênants, voire nuisibles. Une ou plusieurs étapes d'épuration sont donc nécessaires, comme il est indiqué dans le tableau ci-dessous.

Tableau II. 3 : Composés à éliminer par traitement selon le mode de valorisation du biogaz [80]

Voie de valorisation	Composés à enlever
Thermique	Eau, sulfure d'hydrogène (H_2S, éventuellement selon la teneur)
Électricité/cogénération	Eau, sulfure d'hydrogène (H_2S), organohalogénés
Carburant	Eau, sulfure d'hydrogène (H_2S), organohalogénés, CO_2
Réseau de gaz	Eau, sulfure d'hydrogène (H_2S), organohalogénés, CO_2

II.3.6.1 Valorisation thermique

Brûler du biogaz sous chaudière ou en four est la voie de valorisation la plus ancienne, la mieux maîtrisée et la moins exigeante en termes de qualité du biogaz. Il est aisé d'adapter des chaudières au gaz naturel pour qu'elles puissent fonctionner avec du biogaz. On utilise des brûleurs spéciaux adaptés à la combustion du biogaz, alimentés avec un injecteurs de plus grand diamètre que les brûleurs à gaz habituels avec un diamètre de prise d'air diminuée afin d'abaisser le rapport air/carburant [96]. Mais le problème le plus délicat est celui que posent les risques éventuels de corrosion dus à la présence conjointe de vapeur d'eau, d'hydrogène sulfuré. Dans ce cas, il est indispensable de prévoir des canalisations en PEHD (Polyéthylène Haute Densité) et de protéger le suppresseur (aubages en inox, corps revêtu de matériau inerte), ainsi que les purges, les compteurs et le brûleur.

II.3.6.2 Valorisation électrique

La production d'électricité seule peut s'effectuer avec une chaudière à biogaz suivie d'une turbine à vapeur. Cette voie très classique pose peu de problèmes techniques et les contraintes d'épuration du biogaz sont celles que réclament les chaudières. L'autre voie, explorée depuis quelques années, consiste à installer des moteurs à gaz, soit à étincelles, soit dual-fuel. Ces derniers sont plus lents, plus souples, plus durables, mais ils sont aussi environ deux fois plus chers. Les moteurs exigent un biogaz contenant au moins 40% de méthane.

Malgré, la teneur du Biogaz en eau, sulfure d'hydrogène (H_2S) et organohalogénés, certains exploitants préfèrent la voie traditionnelle, la plus éprouvée et qui évite de traiter le biogaz à condition de connaitre les spécifications à respecter pour éviter les problèmes, essentiellement liés à la corrosion. Les principales caractéristiques à respecter concernent le H_2S (teneur inférieure à 100 mg/m^3) et l'eau (point de rosée inférieur à 5°C). La teneur en oxygène doit également être inférieure à 4% et les poussières d'une taille inférieure à 5 microns. Enfin, des valeurs limites de 50 mg de chlore, 25 mg de fluor et 30 mg d'ammoniac (par m^3 normal) sont à respecter également.

II.3.6.3 Cogénération

La cogénération est la production simultanée de deux formes d'énergie différentes dans la même centrale. Le cas le plus fréquent est la production simultanée d'électricité et de chaleur utile par des moteurs thermiques ou des turbines à gaz.

Le Biogaz produit dans l'unité de méthanisation va être conduit jusqu'à un moteur (aussi appelé cogénérateur) où il sera brûlé. Le principe du cogénérateur est relativement proche du fonctionnement d'un moteur à essence classique ou une turbine, à la différence près que le combustible brûlé est bien du biogaz et non de l'essence ou du gaz naturel. Le cogénérateur, couplé à un alternateur (ou génératrice de courant) produit l'électricité. La chaleur dégagée à la source froide est récupérée et valorisée sous forme d'eau chaude utilisée par l'exploitation. Une partie de la chaleur sert à chauffer le digesteur et à le maintenir à la température optimale de 38°C.

II.3.6.4 Carburant et injection dans le réseau de gaz naturel

Le biogaz est une alternative aux carburants traditionnels comme l'essence ou le diesel, il permet de réduire les émissions atmosphériques (20 à 30% de réduction des émissions de CO_2, réduction de l'émissions de particules...). De nombreuses collectivités et entreprises ont investi dans des flottes de véhicules roulant au gaz naturel pour véhicules (GNV). L'utilisation de ce carburant est moins répandue chez les particuliers en raison du faible déploiement des stations de remplissage. Ce mode de valorisation est assez exigeant car les caractéristiques du biogaz doivent être similaires à celles du gaz naturel, il est donc nécessaire d'augmenter les proportions de méthane jusqu'à 97%. La compression du biogaz pouvait produire le risque de formation de glace, pour cette raison il est essentiel de réduire sa teneur en vapeur d'eau. La rentabilité de ce mode de production dépend avant tout de la composition du biogaz brut, et du niveau de purification à lui apporter [80].

II.3.7 Exemples de solutions technologiques pour la combustion à petite échelle

Dans le développement de moteurs Stirling coupler avec un bruleur, la conception d'un bruleur efficace est très importante du fait que l'efficacité du moteur est dépendue de la capacité du bruleur à fournir un apport de chaleur suffisant à la tête chaude du moteur, chose que les bruleurs classiques ne sont pas capables à cause de la petite surface de contact entre la flamme et la tête chauffante du moteur ce qui nécessite des bruleurs spéciaux pour ce genre de chambre de combustion.

II.3.7.1 Bruleur avec recirculation

Les théories classiques de la combustion reposent sur le principe que la température maximale pouvant être atteinte dans une réaction est prédite par la température d'équilibre adiabatique. Cependant, dans certaines configurations de brûleurs, la température maximale peut dépasser largement cette valeur en raison de la recirculation de la chaleur (Figure II.36), qui conduit au concept de combustion super-adiabatique. L'avantage de ce type de combustion est l'élargissement des limites d'inflammabilité en par augmentation des vitesses des réactions chimique [97]. Cette méthode n'est pas nouvelle : elle a été développée par *Weinberg* il y a déjà plusieurs décennies [98, 99].

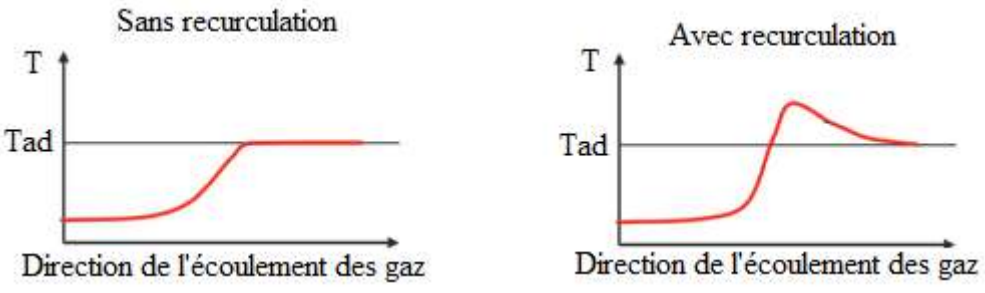


Figure II. 36 : Distribution de température dans un brûleur avec et sans recirculation [100]

Le principal avantage des bruleurs avec recirculation des gaz d'échappement réside dans leur capacité à fonctionner à petit échelle où les brûleurs classiques sont limités. Sans recirculation de la chaleur, la teneur en énergie des réactifs et les pertes de chaleur externes limitent la température

de la zone de combustion et donc la vitesse des réactions chimiques [101]. En combustion avec recirculation, toutefois, le mélange carburant / air entrant est préchauffé par convection à partir les parois chaudes, ce qui entraîne une augmentation des températures maximales et améliore ainsi les vitesses de réaction. En conséquence, il est possible d'élever la température d'un mélange air / combustible autrement inflammable à des niveaux où une zone de réaction auto-entretenue est réalisable [102].

Le concept de "Swiss-roll" est sûrement le concept le plus connu parmi les brûleurs avec recirculation, mais il est aussi le plus complexe entre eux. Il a principalement été développé pour les petites chambres de combustion. Il consiste en l'enroulement sous forme de spirale des tubes d'injection des gaz frais et de sortie des gaz brûlés autour de la zone de combustion. Ainsi, chaque tube contenant des gaz frais est en contact direct avec deux tubes contenant des gaz brûlés, et inversement, comme le montre le schéma de la Figure (II. 37). Cette stratégie permet de fournir une très grande surface d'échange au transfert thermique, qui peut être modulée en modifiant le nombre de spirales. Le diamètre des canaux peut rester petit afin d'amplifier le transfert de chaleur, tandis que la taille de la zone de combustion centrale peut être conçue indépendamment de la partie d'échange thermique.

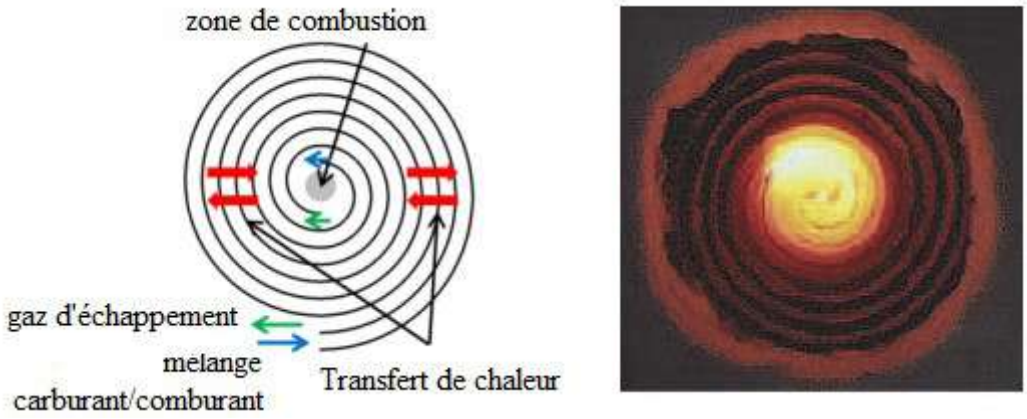


Figure II. 37 : Schéma et photo du brûleur Swiss-roll cylindrique

II.3.7.2 Brûleurs catalytiques

La combustion conventionnelle, réalisée en présence d'une flamme, habituellement utilisée dans les procédés de combustion d'hydrocarbures, tel que le méthane, est un processus difficilement contrôlable. Elle se produit dans un domaine de concentrations air/hydrocarbure bien déterminé et conduit, outre à la formation de dioxyde de carbone et d'eau, ainsi que la production de polluants comme le monoxyde de carbone et les oxydes d'azote. En revanche, la combustion catalytique produit peu de polluants tels que NOx et CO. De plus, l'introduction d'un catalyseur autorise un meilleur contrôle de l'oxydation totale dans un large domaine des valeurs du rapport air/hydrocarbure. Celles-ci peuvent se situer en dehors des limites d'inflammabilité de la combustion classique. Par ailleurs, la combustion catalytique permet de brûler une très grande variété de composés. La Figure (II. 38) représente un exemple d'un bruleur catalytique.



Figure II. 38 : Exemple d'un bruleur catalytique

Les catalyseurs de combustion sont généralement préparés à partir d'un substrat monolithique, en céramique ou en métal, sur lequel on dépose une fine couche d'un ou plusieurs oxydes réfractaires, généralement de l'alumine, de surface et de porosité supérieures à celles du substrat monolithique. Sur cet oxyde est dispersée la phase active composée essentiellement des métaux du groupe du platine. Dans un procédé de combustion, les catalyseurs sont soumis à des températures très élevées, qui sont souvent supérieures à 1000°C [103].

La combustion catalytique pourrait offrir un certain nombre d'avantages par rapport à la combustion conventionnelle. La plupart de ces avantages sont liés à la capacité du catalyseur à brûler des quantités même infimes d'hydrocarbures sans aucun problème de stabilité. Cela ouvre pour un fonctionnement stable de la chambre de combustion. Par conséquent, la température de flamme peut être abaissée sans les instabilités indésirables qui se produisent dans les chambres de combustion pré-mélangées classiques [104].

II.3.7.3 Brûleur tourbillonnaire (Ecoulement swirlé)

Une autre méthode est largement utilisée pour améliorer et stabiliser la combustion à petite échelle consiste à modifier la trajectoire de la flamme. En effet, en augmentant la trajectoire dont la flamme doit le suivre, on peut limiter les pertes thermiques et favorise un bon mélange des réactifs. C'est notamment le cas dans les écoulements tourbillonnaires comme l'écoulement swirlé.

Le tourbillon consiste à ajouter une composante azimutale au champ de vitesse d'un écoulement. Il en résulte, dans un écoulement confiné, un équilibre entre les forces centrifuges agissant sur les particules fluides et les forces de pression, conférant à l'écoulement un effet de courbure au niveau de la zone de mélange. Le tourbillon rend les structures cohérentes [105]. Il a été observé qu'à partir d'une certaine intensité de tourbillon, une zone de recirculation apparaissait dans l'écoulement principal. La taille et la position de cette zone de recirculation varient avec l'intensité du tourbillon, cette zone de recirculation est une région dans laquelle les gaz frais et les gaz brûlés sont bien mélangés, elle constitue alors une zone de stockage de chaleur et d'espèces réactives en proche sortie du brûleur, si tant est que l'intensité du swirl soit suffisamment importante. De plus, le swirl améliore l'entraînement et donc la taille de la flamme est réduite [106].

Il existe plusieurs façons de générer la rotation de l'écoulement. Ils peuvent être classés en trois catégories principales :

• Utilisation d'ailettes ou d'hélices réglables déviant l'écoulement soit d'une manière axiale ou radiale selon la position des ailettes (Figure II. 39). Du fait de sa simplicité, ce dispositif est généralement utilisé dans les systèmes industriels. Cependant, ce type d'appareil introduit des pertes de charge importantes, et l'intensité du tourbillon est limitée à cause de la conception des ailettes [107].

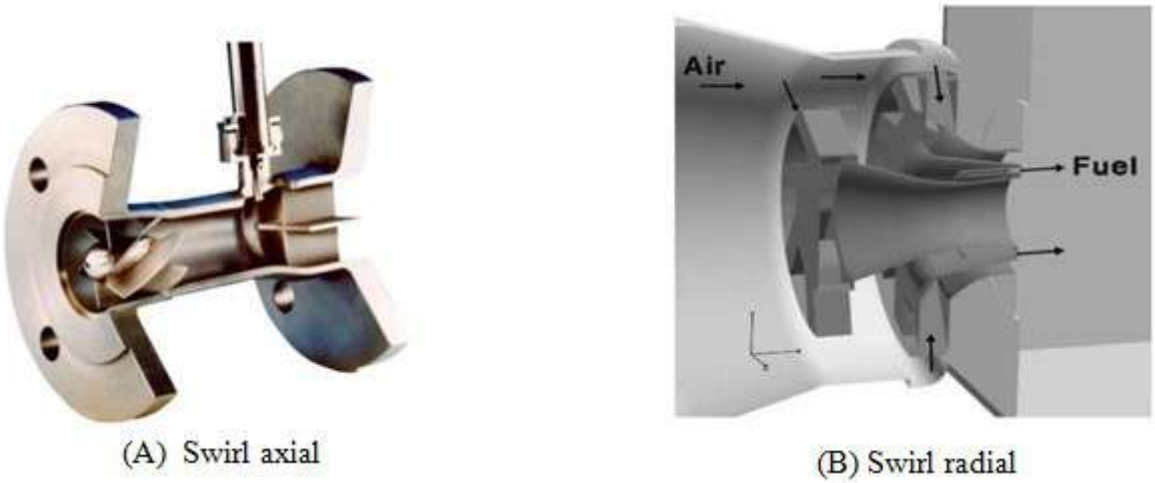


Figure II. 39 : Systèmes de production de Swirl axial et radiale par ailettes

• En utilisant des dispositifs mécaniques rotatifs qui génèrent un mouvement de rotation vers le fluide passant entre eux [108].

• Double injection : une injection axiale et une injection tangentielle permet de mettre en rotation l'écoulement (Figure II.40). L'intensité du tourbillon est alors déterminée par le rapport entre le débit injecté tangentiellement et celui injecté axialement [109, 110].

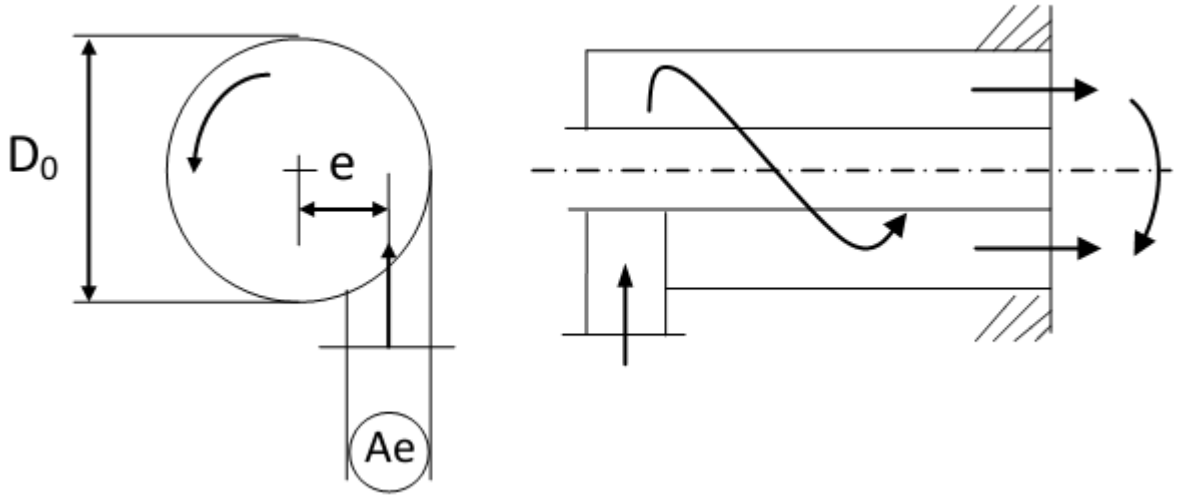


Figure II. 40 : Schéma de l'injection double dans les bruleur tourbillonnaire

Chapitre III :
Modélisation du système hybride Parabole-Stirlling/Biogaz

III.1 La demande en électricité

Produire sa propre électricité est une des étapes clés pour accéder à l'autonomie, Dans ce travail, le foyer faisant l'objet de l'étude comporte trois pièces et une cuisine plus une douche et toilette. Il est situé dans la willaya de Adrar en Algérie où le climat est désertique, avec des températures élevée et l'irradiation solaire est intense.

Différents facteurs affectent la demande et la production dans une tel zone. Le rayonnement solaire détermine la quantité d'électricité que nous pouvons produire et également la quantité d'électricité nécessaire aux habitants pour des meilleurs conditions de vie. La demande en électricité va être calculer pour un jour d'été et un jour d'hiver. Pour chaque jour, la demande sera approximée avec deux niveaux, un cas à faible consommation et un cas à forte consommation. Cela amène à quatre résultats.

L'approvisionnement en électricité est couvert à l'aide du système hybride (Parabole Stirling/Bruleur à biogaz).

III.1.1 Apprendre à économiser l'énergie

Pour assurer l'autonomie en électricité, il nécessaire tout d'abord savoir réduire la consommation en faisant des gestes simples au quotidien. Voici quelques exemples :

- Éteindre les appareils électriques quand ils ne sont pas utilisés, car même un appareil en veille consomme.
- Ne pas laisser les portes ouvertes pour ne pas gâché l'air frais du climatiseur.
- Installer des ampoules à économie d'énergie (LED)
- Laver le linge à température basse (cela consomme moins)
- Sécher le linge au soleil
- Ne pas utiliser les appareils à forte consommation électrique en même temps.

III.1.2 Bilan énergétique de la consommation électrique

Le bilan énergétique sert à définir la production d'électricité nécessaire pour répondre à la consommation électrique quotidienne des différents équipements du foyer. Il faut réaliser l'inventaire du matériel électrique, relever la puissance en Watt de chaque appareil et estimer sa durée d'utilisation sur 24 heures.

Afin de calculer les besoins en énergie électrique, il convient de spécifier la demande en électricité des produits utilisés dans les différents scénarios.

Au premier niveau de demande, l'électricité générée par le système couvrir que les besoins de base. Cela signifie que le foyer est équipé de quatre lumières allumées en même temps, un Frigo, un TV + Décodeur, un ordinateur et un réveil, plus un ventilateur qui est utilisé dans la période estivale.

Alors que dans le deuxième niveau, le propriétaire utilise des appareils de forte consommation tel que le Lave-linge et le Climatiseur qui est lui aussi utilisé dans la période estivale seulement. Le Tableau (III. 1) inique la puissance de chaque appareil électrique ainsi que sa durée d'utilisation pour les deux cas de demandes.

Tableau III.1 : Puissances des appareils électrique et la durée d'utilisation

Type d'appareil	Puissance électrique (W)	Faible consommation		Forte consommation	
		Nombre de matériel	Durée d'utilisation	Nombre de matériel	Durée d'utilisation
Lampe LED	12	4 (allumé en même temps)	05:00-07:00 19:00-23:00	7 (allumé en même temps)	05:00-07:00 19:00-23:00
Frigo combiné (200 litres, label A+)	80	1	00:00-24:00	1	00:00-24:00
TV LED	20 à 60	1	09:00-12:00 19:00-23:00	2	09:00-23:00
Décodeur	8 à 20	1	09:00-12:00 19:00-23:00	2	09:00-23:00
Ordinateur à écran plat	70 à 80	1	08:00-12:00	2	08:00-12:00 13:00-17:00
Ventilateur	90	1	10:00-16:00	0	/
Réveil	3 à 6	1	00:00-24:00	3	00:00-24:00
Lave-linge A+++	2500 à 3000	0	/	1	09:00-10:30
Climatiseur	2600 à 4000	0	/	1	10:00-16:00
Aspirateur	650 à 800	0	/	1	07:00-08:00
Fer à repasser	750 à 1100	0	/	1	06:00-07:00

III.2 Paramètres météorologiques

Dans le but d'avoir une grande représentativité des résultats de cette étude. Deux dates ont été retenues de deux périodes différentes de l'année 2014, une période hivernale du 15 Janvier et une autre estivale correspondant au 03 Juin de l'année 2014. Les mesures étaient réalisées dans des journées claires (sans nuage). Comme il été déjà mentionné, le site choisi pour cette étude est la Willaya de Adrar dans le Sahara central au Sud-Ouest d'Alger (0°11' E. ; 27° 49' N.) (Figure III.1). Cette Willaya est distante d'environ 1543 km de la capitale sur une altitude de 279 m, elle couvre une superficie totale de 427971 km² soit 19.97 % du territoire national [111].



Figure III. 1 : Situation géographique de la Willaya d'Adrar [112]

Plusieurs raisons nous ont conduit de choisir la Willaya de Adrar comme site d'étude :

- ✓ La grande superficie de la Willaya rend le raccordement de toutes les maisons par le réseau de distribution nationale "SONALGAZ" difficile, voire impossible.
- ✓ Adrar reçois une quantité d'énergie solaire relativement forte (taux d'ensoleillement moyen atteint environ 9963Wh/m^2/J [111-113]) avec un nombre d'heures d'ensoleillement annuelles atteint 3500 heures/an et une insolation journalière supérieure à 8 h/j sur toute l'année [114].
- ✓ La possibilité de la production de Biogaz à partir des déchets agricole vu le potentiel considérable de l'agriculture dans la wilaya d'Adrar, notamment les terrains plats arables et l'abondance de la ressource hydrique souterraine nécessaire à l'irrigation, on note que le domaine d'agriculture est très encouragé par l'état algérienne surtout ces dernière années [115].
- ✓ La disponibilité des données météorologique du site.

Les Figures (III.2, et III.3), illustrent l'évolution de l'ensoleillement direct normal (DNI) mesuré dans le site choisi pour les deux journées types, Ces résultats ont servi par la station *d'Unité de Recherche à Adrar*.

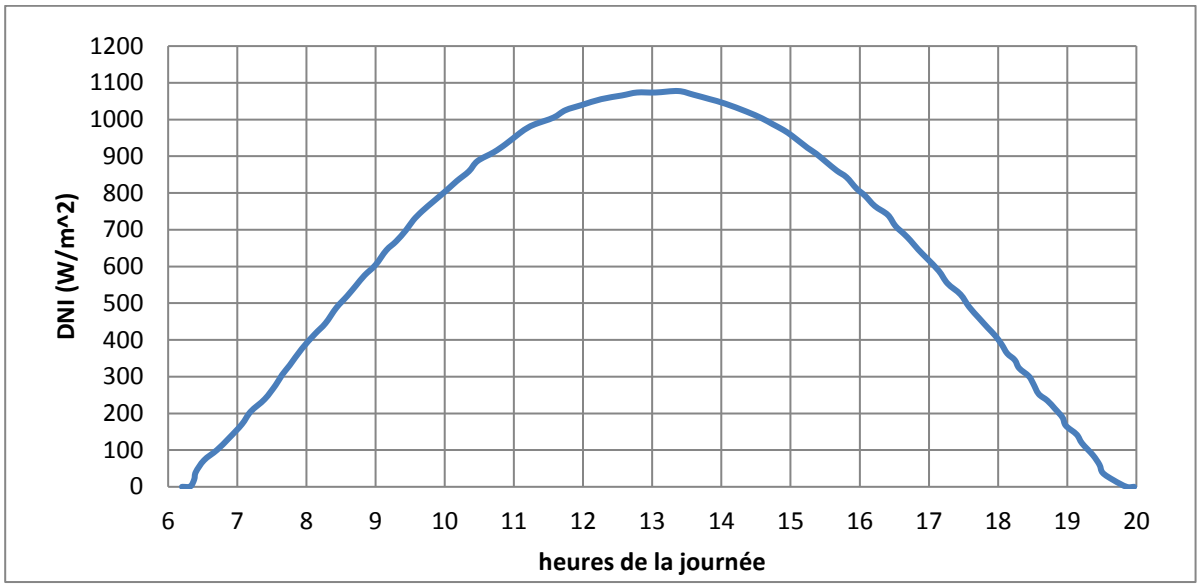


Figure III. 2 : L'ensoleillement direct normal (DNI) mesures (le 03 juin 2014) [116]

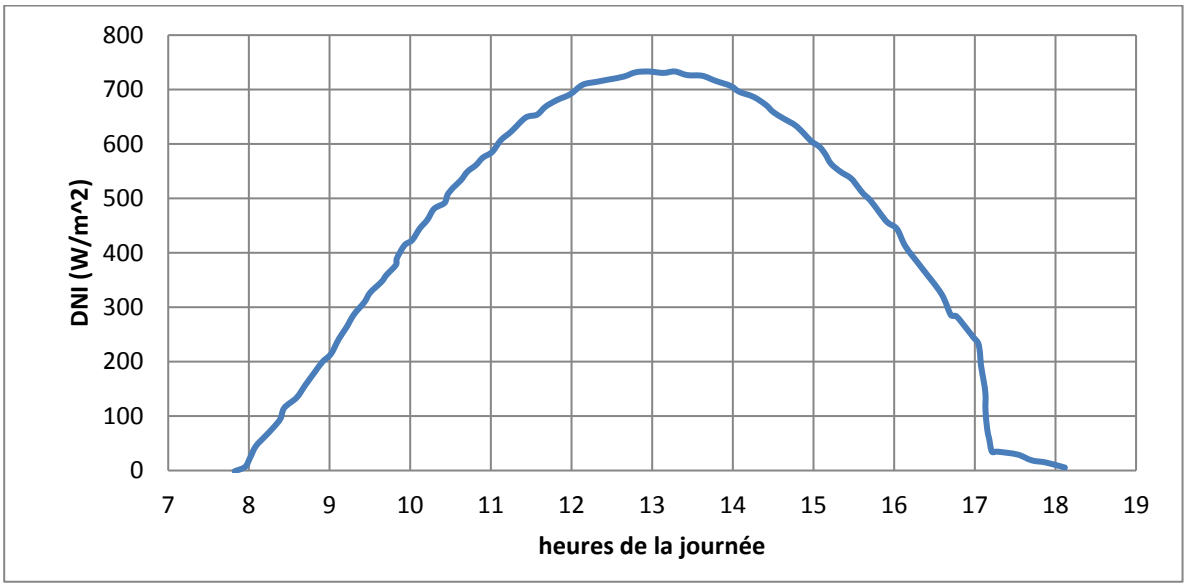


Figure III. 3 : L'ensoleillement direct normal (DNI) mesures (le 15 janvier 2014) [116]

Tout d'abord, on remarque un excellent ensoleillement direct normal surtout pour la journée du 03 juin (en été). Pour les deux situations, les résultats obtenus indiquent la présence d'un éclairement minimal au lever et au coucher du soleil et qui devient important au milieu de la journée avec une évolution typique en cloche, en particulier à 13h où on remarque que pour la journée du 03 juin le rayonnement direct est maximal et dépasse 1000 W/m^2, tandis que pour la journée du 15 janvier il est un peu faible (environ 700 w/m^2). Cette heure de la journée (13h) représente aussi un axe de symétrie pour les valeurs de DNI mesurées le 03 juin, la répartition théorique des valeurs de DNI mesurées le 15 janvier devrait être aussi symétrique par rapport à13h, En fait, la croissance et la décroissance du rayonnement sont légèrement dissymétriques par rapport à cette heure à cause d'un obstacle qui est présent sur l'horizon de la station de mesure, qui n'excède pas une hauteur de 10°, ce qui peut correspondre à une interception du rayonnement solaire d'une durée maximum d'environ une heure en fin de la journée. C'est ce qu'on pourra remarquer dans la courbe de la Figure (III. 3) [116].

Au cours de cette étude, nous avons essayé de reproduire les conditions climatiques réel (Température ambiante et Vitesse de vent) de la région étudiée pour les mêmes journées types. On note que ces conditions ont une importance majeure dans le modèle développé parce qu'ils affectent fortement le transfert de chaleur entre le récepteur et le milieu ambiant. Malheureusement que ces données ne sont pas disponibles pour ces journées. Donc, nous étions obligés de supposer nous-même des évolutions journalières de température ambiante (Figure III.4) et de vitesse du vent (Figure III.5) les plus proche possible de la réalité. En effet, l'évolution choisi de la température ambiante dans la période estivale était prise dans le même site par la station *d'Unité de Recherche à Adrar* mais pour une journée différente (17 juillet 2014), tandis que l'évolution dans la période hivernale est corrigée par un facteur de 0.7 de celle de la période estivale. Ce facteur est choisi de tel sort que la température maximale en hiver soit d'environ 32°C.

Concernant l'évolutions journalière de la vitesse du vent, nous avons pris les mesures publiées par la station de mesure "*Office Nationale de Météorologie* (ONM)" située dans la Wilaya d'Adrar [117]. Ces mesures ont été prise dans la période estivale où le vent atteint son maximum [118]. De la même façon de l'évolution de la température ambiante, on utilise un facteur de proportion égale à 0.8 de la vitesse du vent dans la période estivale pour d'écrire l'évolution de la vitesse de vent dans la période hivernale.

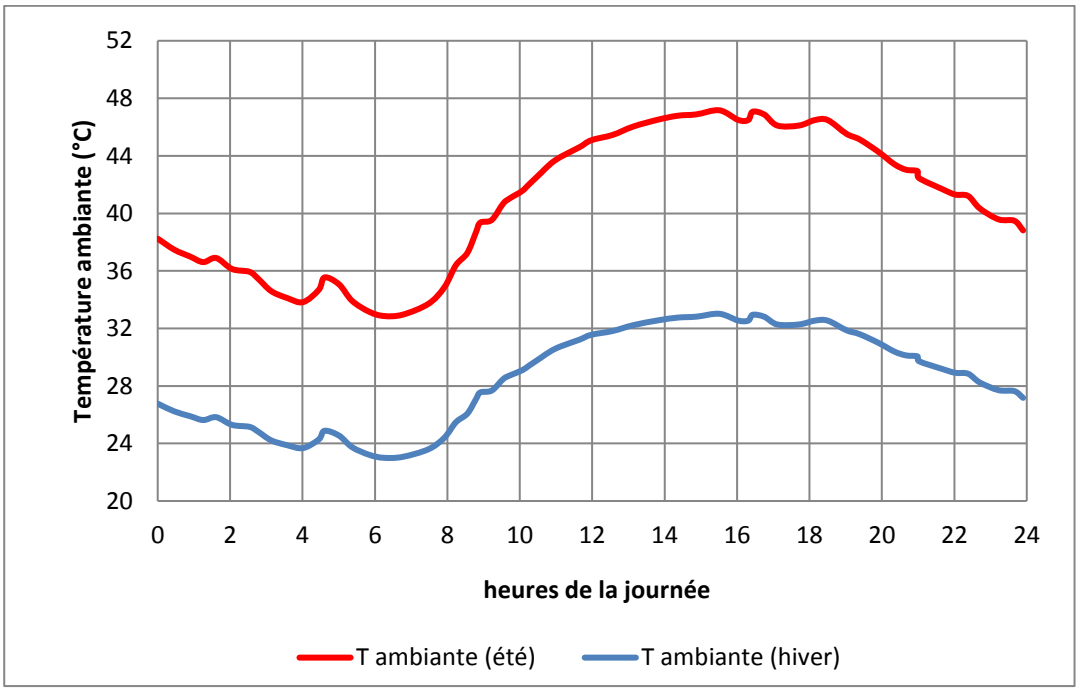


Figure III. 4 : Evolution horaire de la température ambiante (en été [112] et en hiver)

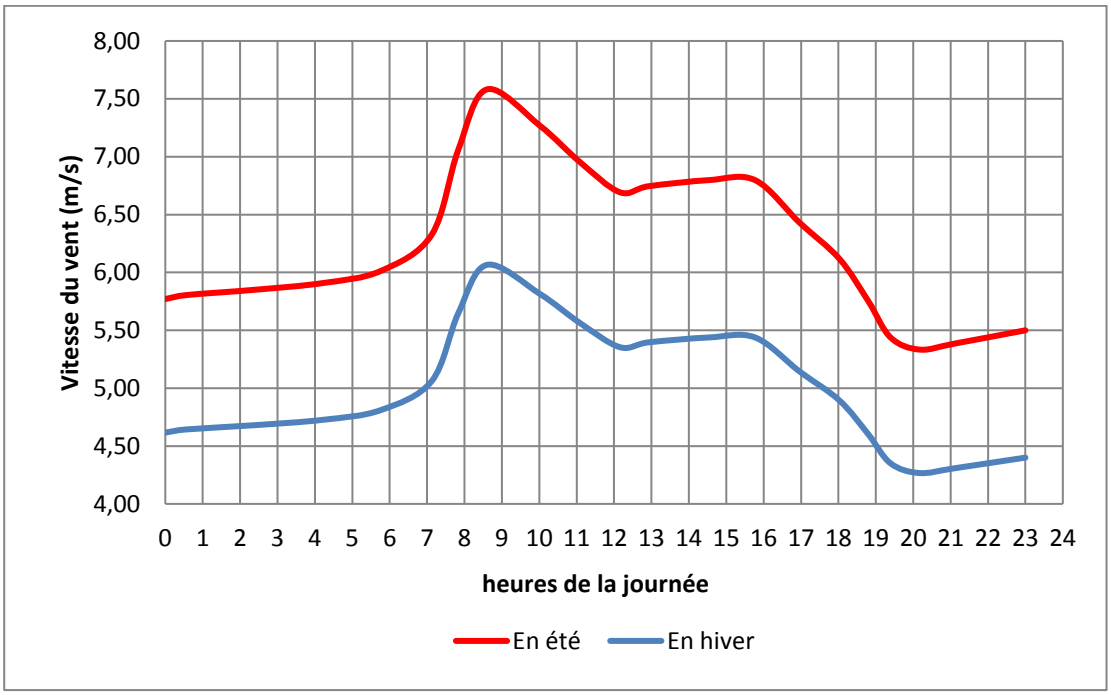


Figure III. 5 : Evolution horaire de la vitesse du vent (en été [117] et en hiver)

III.3 Description du système hybride (Parabole-Stirling/Biogaz)

La Figure (III. 6) montre une centrale qui peut assurer l'autonomie en énergie (Gaz + Electricité) pour une maison située dans une zone rurale. Comme le montre cette figure la centrale est composée de deux systèmes : un système relatif à la digestion et production du biogaz, constituée d'un ou plusieurs digesteurs, et un système hybride (parabole Stirling/bruleur à biogaz) qui transforme l'énergie solaire et l'énergie calorifique produite par la combustion du biogaz en énergie électrique. Le système hybride quant à lui comprend 3 sous-systèmes : Le "concentrateur parabolique", le "bruleur à biogaz", et le "moteur Stirling". Le concentrateur est composé d'un ensemble de miroirs réfléchissants qui concentre l'énergie solaire dans un récepteur qui à son tour récupère l'énergie et de la transférer au moteur Stirling. Le moteur Stirling, fonctionnant comme un moteur à combustion externe, transforme l'énergie thermique en énergie mécanique pour entraîner le générateur électrique. Contrairement au système parabole Stirling classique, le bruleur à biogaz est installé au niveau du récepteur solaire hybride pour répondre aux besoins en énergie en cas d'insuffisance ou d'absence de l'énergie solaire. Le moteur Stirling est utilisé pour produire simultanément de l'électricité pour consommation sur place et aussi de la chaleur récupérée à partir de la source froide du moteur, cette chaleur doit être très–nécessaire pour chauffer la matière organique dans le digesteur. Ce procédé de régénération de chaleur entraine l'augmentation du rendement de la production du biogaz (Voir § II.3.4.1). Le Biogaz produit est utilisé non seulement comme source d'appoint dans le système hybride parabole Stirling/Biogaz, mais aussi utilisés comme combustibles dans la chaudière en hiver (chauffage et la production d'eau chaude), des fours, ou pour la cuisson.

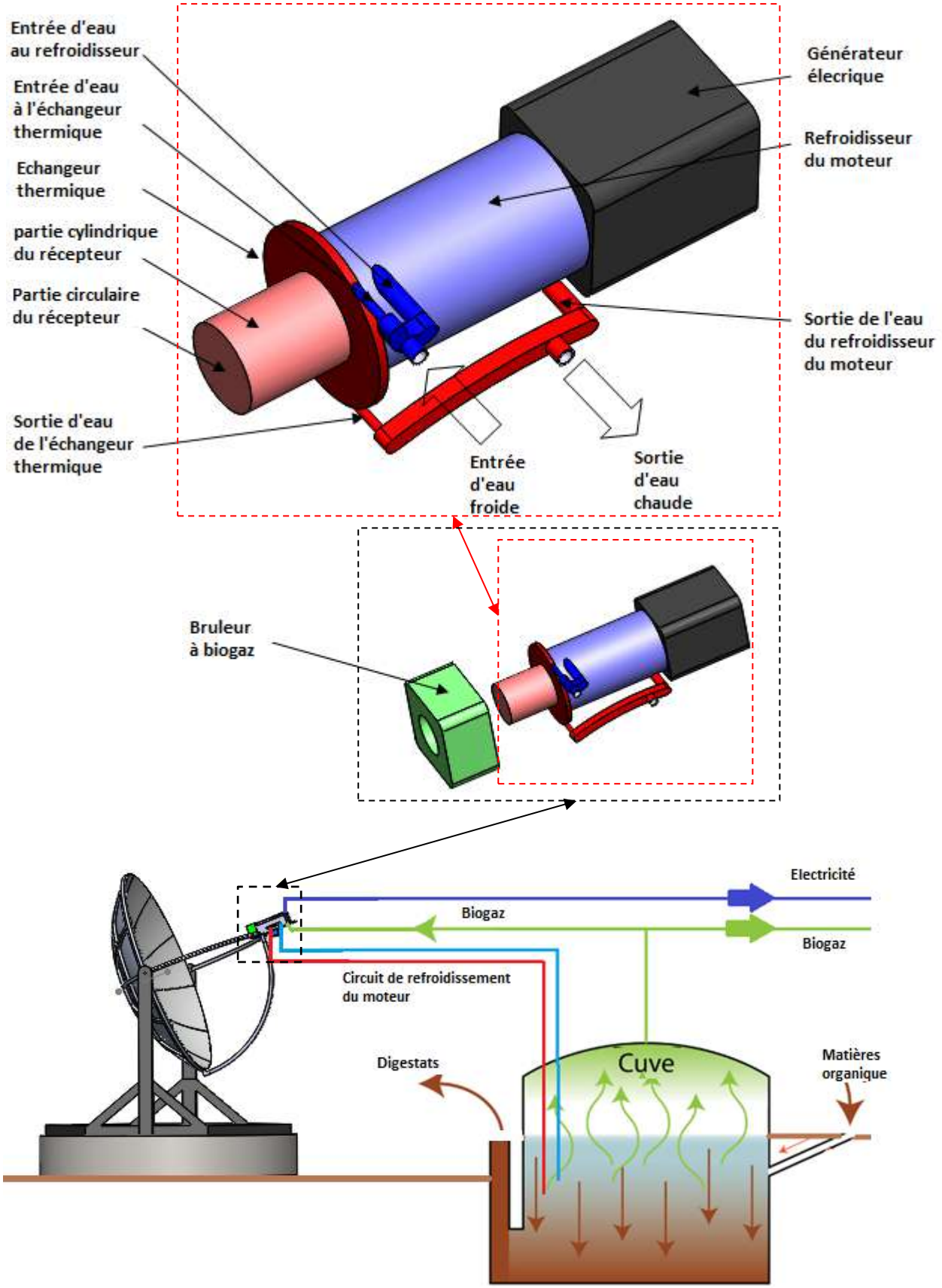


Figure III. 6 : Système hybride de production de l'électricité et du Biogaz

Le concentrateur solaire utilisé lors de cette étude a un réflecteur de forme parabolique et un récepteur de forme cylindrique. Un mécanisme de suivi est s'installé pour permettre au concentrateur de suivre la position du soleil. Pour assurer la continuation de la production, nous avons pensé à un mécanisme basé sur un vérin électrique commandé par un système d'automatisation afin de bien positionner l'ensemble Récepteur-Moteur-Alternateur "R-M-A" en fonction de la demande en énergie électrique. La Figure (III.7) montre une illustration schématique de notre système hybride ainsi que les différentes positions possibles de l'ensemble "R-M-A".

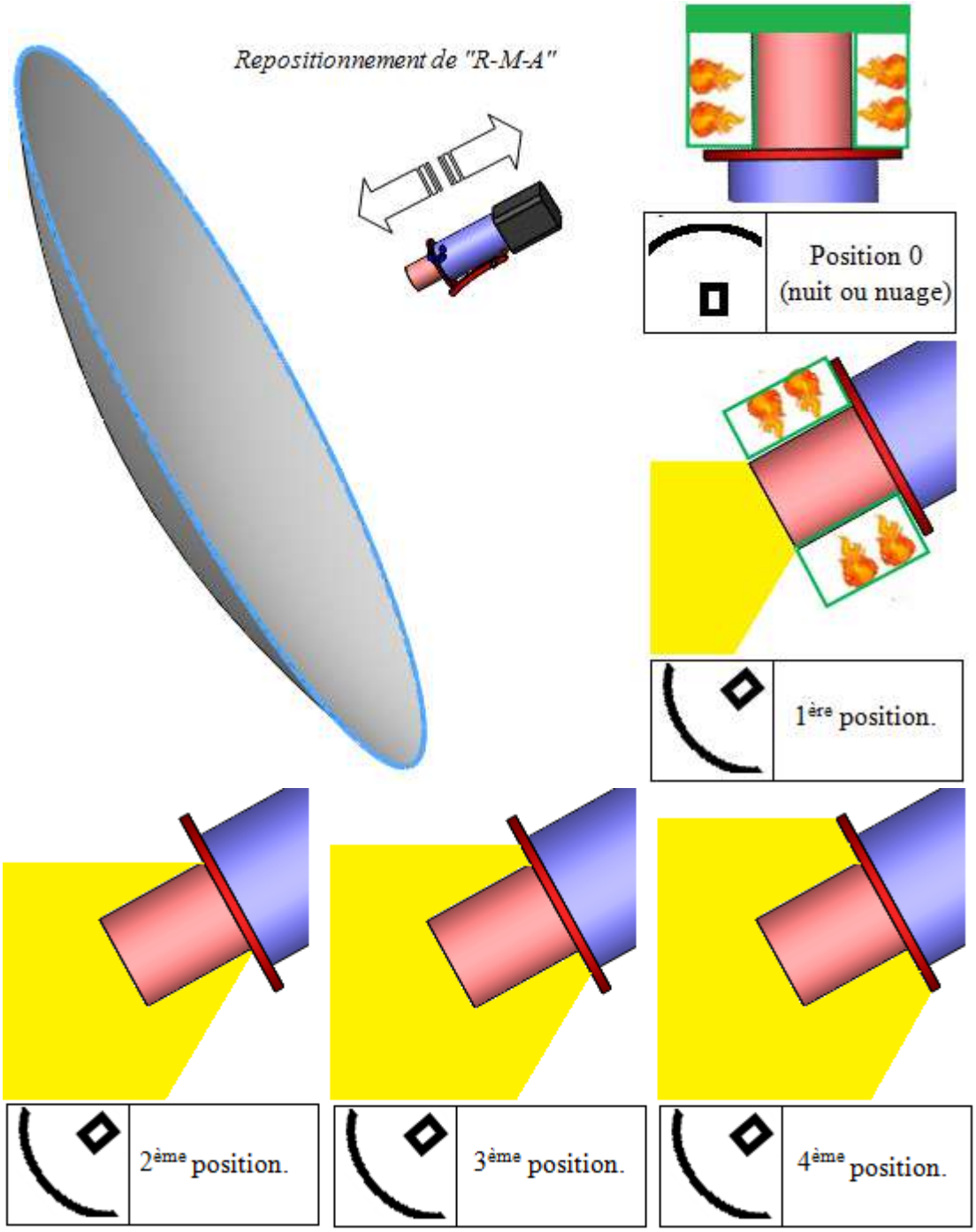


Figure III. 7 : Illustration schématique du système hybride avec les positions possibles du "R-M-A"

1. Si la production d'électricité est inférieure à la demande ($\dot{W}_{éle.p} < W_{éle.d}$), ce qui est expliqué par l'insuffisance de l'énergie solaire. L'ensemble se met à la 1ère position de tel sort que les rayons du soleil concentrés vise juste une petite surface du récepteur (la partie circulaire) ce qui augmente considérablement la température dans cette partie, on outre, l'autre surface du récepteur (la partie cylindrique) est chauffée à l'aide d'un bruleur à biogaz qui se met en service dès que l'ensemble "R-M-A" s'installe à la 1ère position.

2. Si la production en énergie électrique satisfait la demande ($\dot{W}_{éle.p} \cong \dot{W}_{éle.d}$), l'ensemble reste à sa position normale (2èmeposition) où toute la surface du récepteur (circulaire + cylindrique) est éclairée par les rayons du soleil concentrés.

3. Si la production en énergie électrique dépasse la demande ($\dot{W}_{éle.p} > \dot{W}_{éle.d}$), se qui est expliqué par un excès en énergie solaire. L'ensemble se mettre dans la 3ème ou la 4ème position, la nouvelle position devrait optimiser la production en électricité afin de satisfaire juste la demande et non plus. Dans ce cas, la surface éclairée par les rayons du soleil concentrés s'élargie pour toucher non seulement toute la surface du récepteur (circulaire + cylindrique) mais aussi un échangeur de chaleur de forme circulaire placer au bout de récepteur qui sert à transférer l'excès de la chaleur reçu par le soleil vers le digesteur afin d'aider à augmenter le rendement de la production du biogaz. On note que la 4ème position signifiée que la puissance électrique produite dépasse énormément la puissance demandé($\dot{W}_{éle.p} >> \dot{W}_{éle.d}$) et que toutes la surface de l'échangeur sera éclairée.

4. Pour des raisons de sécurité, on suppose que le concentrateur se met à la position verticale juste après le coucher du soleil et même dans les mauvais temps de tel sort que l'ensemble "R-M-A" se cache au-dessous du réflecteur. Cette position devrait protéger les éléments de ce système de tous les phénomènes climatiques extrême tel que le vent de sable et la pluie ce qui augmente la durée de vie de l'installation. Le système de suivi du soleil se remet au fonctionnement dès l'apparition du soleil. Cette position est appelée "Position 0" dont la seule source de chaleur est celle de la combustion du biogaz.

III.4 Modélisation du système hybride (Parabole Stirling/ biogaz)

Cette partie est consacrée à la modélisation du système hybride (parabole Stirling/Biogaz). La modélisation peut être répartie en trois parties principales illustrées à la Figure (III.8) : la modélisation des systèmes de production de l'énergie thermique (Concentrateur et Bruleur), la modélisation du système de transfert de l'énergie thermique au moteur Stirling (Récepteur) et la modélisation du système qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique (Moteur Stirling). Et enfin, on estime l'énergie électrique produite à partir de l'énergie mécanique (dans l'alternateur). Dans la modélisation on inclut aussi les différents rendements du système allant du rendement optique au rendement électrique.

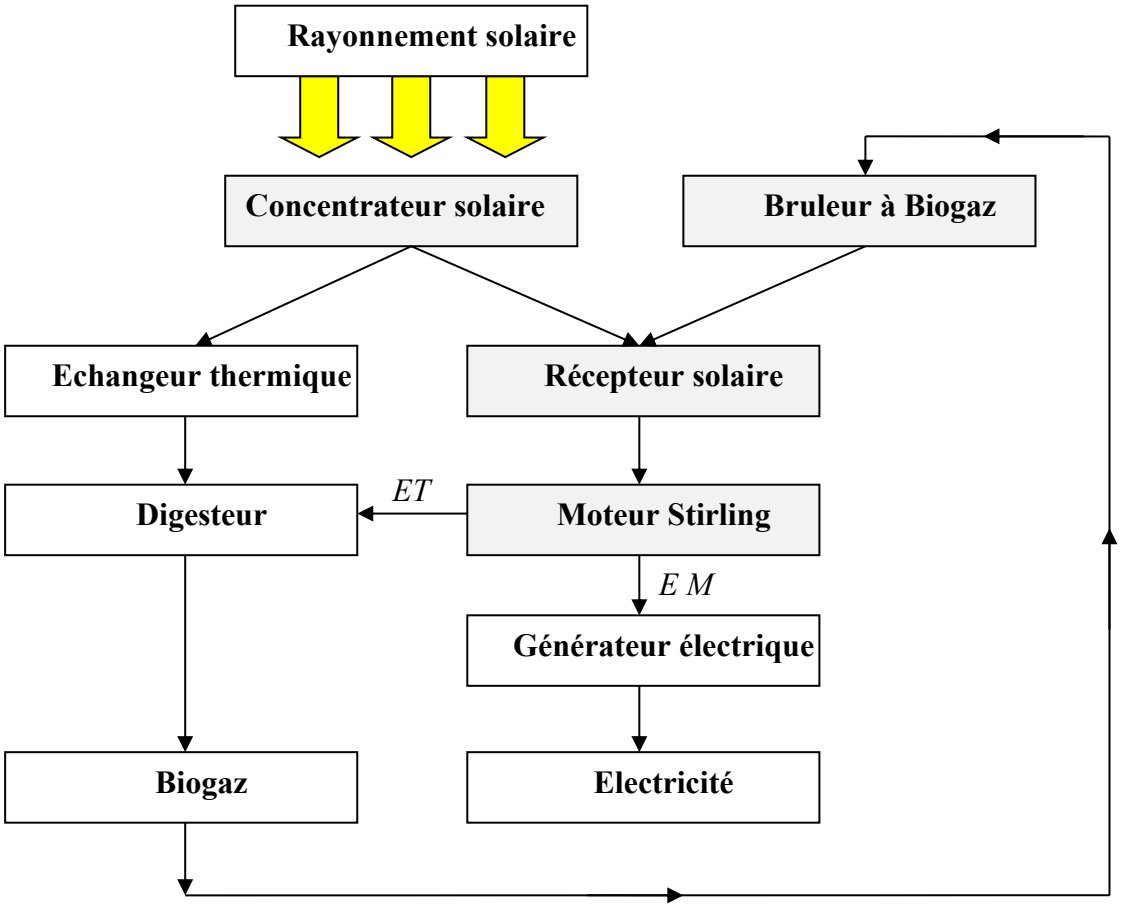


Figure III. 8 : La chaine de conversion "solaire-biogaz-électricité"

III.4.1 Modélisation du concentrateur solaire parabolique

III.4.1.1 Conception d'un concentrateur solaire parabolique

La modélisation d'un concentrateur solaire dépend de nombreux paramètres comprenant la forme et le matériau de surface réflective, le diamètre du concentrateur et de récepteur, ainsi que la longueur focale de la parabole. Les étapes de conception d'un concentrateur solaire parabolique sont illustrées sur la Figure (III. 9) :

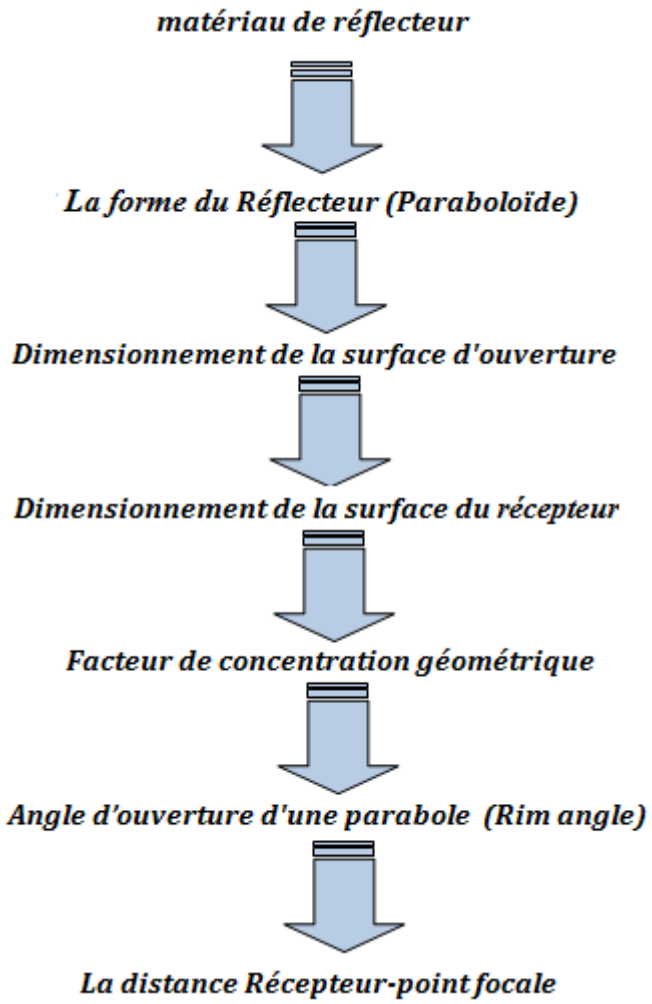


Figure III. 9 : Etapes de conception d'un concentrateur solaire parabolique

III.4.1.1.1 Matériau de réflecteur

Le matériau du réflecteur est l'un des facteurs importants dans la conception des concentrateurs solaire. Cette propriété affecte grandement le flux reçu par le récepteur, en outre, la durée de vie de ces matériaux doit être le plus long possible afin d'assurer la stabilité des propriétés optiques [119]. Le Tableau (III. 2) montre la réflectivité et l'émissivité de certains matériaux pouvant être utilisé dans la conception du concentrateur solaire.

Tableau III.2 : Caractéristiques des matériaux de réflecteurs solaires [120]

Matériaux	Réflectivité (%)	Emissivité (%)
Film polymère non métallique	98	2
Aluminium, acrylique	98	2
Argent, aluminium acrylique	97	3
Argent, acrylique	95	5
Aluminium	86	14

Aluminium, polyéthylène	97	3
Plexiglas avec miroir	90	10
Thermoplastique, argent, or, laiton, etc.	80	20
Mylar en aluminium	97	3
Polymère, cuivre, argenté, alumine	97	3
Inox poli	50	50
Couche de revêtement métallique en céramique	95	5
Verre / argent 4 mm	93.8	6.2
Verre / argent 2 mm	94	6
Verre / argent 1 mm	94.6	5.4
Miro 2–95	88.6	11.4
Miro 3–95	91.1	8.9
Anod aluminium	86.8	13.2
1000.90	89.8	10.2
ECP305 + / aluminium	95.6	4.4
ECP305 + / verre	96.1	3.9
Sunflex (polymère / aluminium)	86.9	10.1
SA 85 / verre	88.1	11.9
SA 85 / acier	88.2	11.8
Argent enduit de sol-gel	95.5	4.5
Aluminium enduit de sol-gel	91	9

III.4.1.1.2La forme du Réflecteur (Paraboloïde)

La forme de Réflecteur est une surface générée par la rotation d'une parabole autour de son axe [55]. Cette forme est illustrée sur la Figure (III. 10). La surface résultante est formée de manière à ce que tous les rayons de lumière parallèles à son axe se réfléchissent à partir de la surface via un point unique (Le point focal). Sachant que f_{con} est la distance focale, la parabole est décrite dans un système de coordonnées (x, y, z) par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{X^2 + Y^2 = 4.f_{con}.Z} \qquad \text{(III. 1)}$$

$$Z = \frac{a^2}{4.f_{con}} \qquad \text{(III. 2)}$$

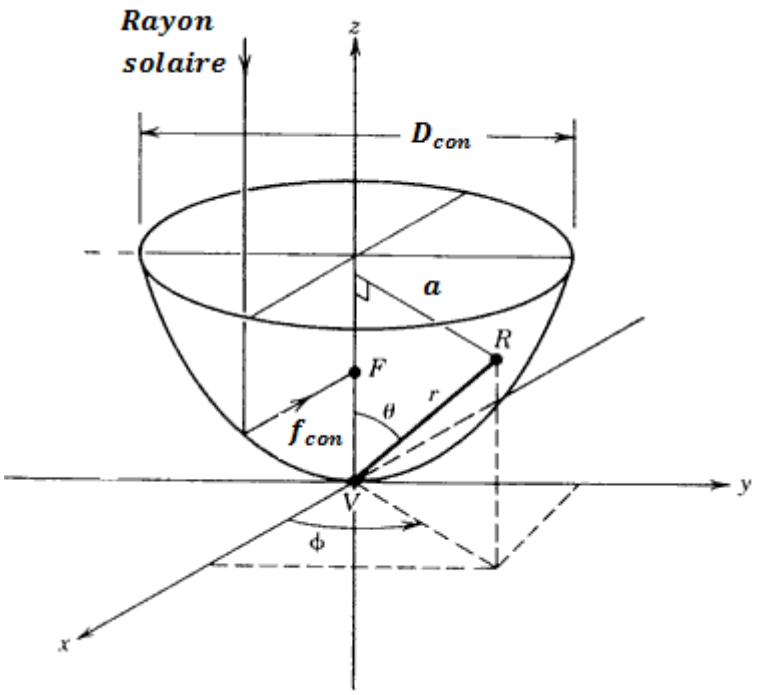


Figure III. 10 : La forme du Réflecteur (Paraboloïde)

III.4.1.1.3 Dimensionnement de la surface d'ouverture

La surface d'ouverture du concentrateur de forme parabolique est définie comme la surface totale du concentrateur solaire sur laquelle l'énergie solaire est incidente [121]. La taille du concentrateur solaire affectera la quantité d'énergie thermique transmise au récepteur et au moteur Stirling. Compte tenu de l'ombre que le support moteur fait sur le réflecteur (Figure III. 11), la surface du concentrateur est donnée par :

$$A_{con} = \pi \left(r_{con}^2 - r_{éch}^2\right) \qquad \text{(III. 3)}$$

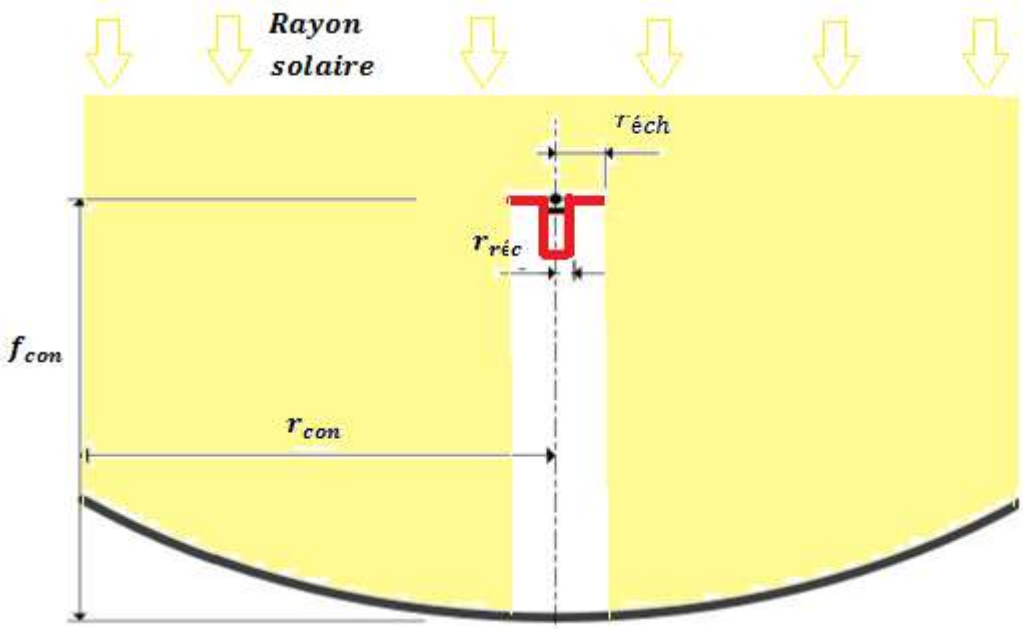


Figure III. 11 : Dimensionnes du concentrateur parabolique du système

III.4.1.1.4 Dimensionnement de la surface du récepteur

Le récepteur est utilisé pour collecter la quantité maximale de rayonnement solaire réfléchi provenant du concentrateur parabolique afin de fonctionner comme source de chaleur pour le moteur Stirling. La zone éclairée du récepteur peut être calculé par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{A_{réc} = \frac{\pi}{4} D_{réc}^2 + \pi D_{réc} H_{réc}} \quad \text{(III. 4)}$$

III.4.1.1.5. Facteur de concentration géométrique

Le rayon de la parabole est déterminé en fonction du facteur de concentration souhaité "CN" et de la zone directement irradiée du récepteur thermique $A_{réc}$[122]. Il est important de construire un concentrateur solaire avec un facteur de concentration supérieur à 10. Ce facteur varie d'une unité à 10000 et peut atteindre des valeurs allant jusqu'à 46000 comme mentionné par *Fraser* [123].

$$\boldsymbol{CN = \frac{A_{con}}{A_{réc}}} \quad \text{(III. 5)}$$

III.4.1.1.6 Angle d'ouverture d'une parabole (Rim angle)

Le rapport (Distance focale / Diamètre de concentrateur) $\frac{f_{con}}{D_{con}}$ (Figure III. 12) définit la forme d'un paraboloïde et l'emplacement relatif de son foyer. Cette forme peut également être décrite par l'angle d'ouverture ψ.

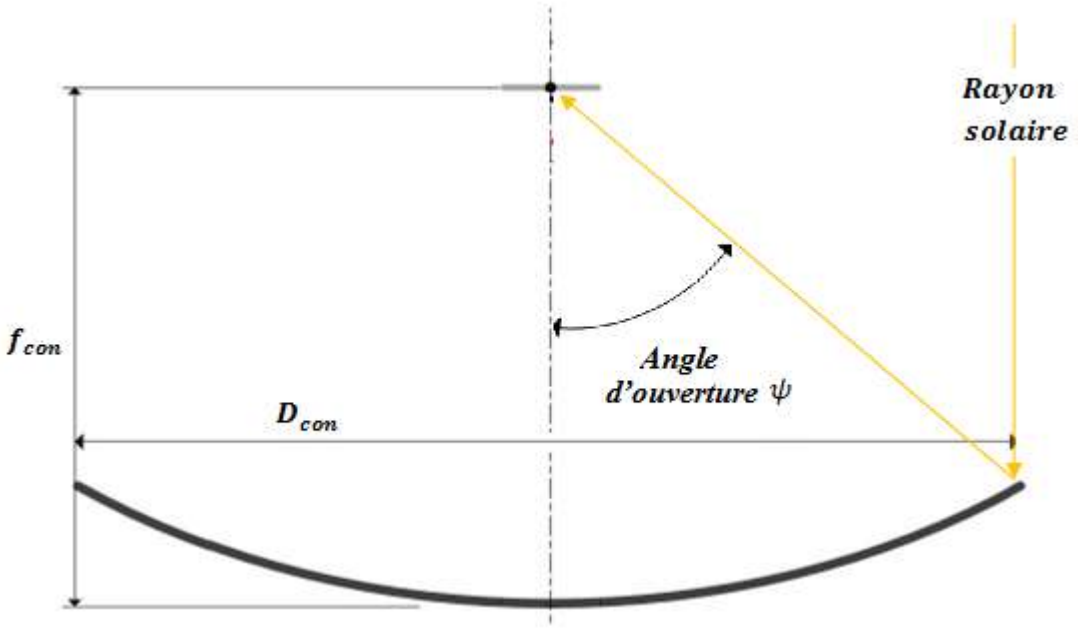


Figure III. 12 : Représentation de l'angle d'ouverture ψ

Les paraboloïdes pour applications solaires ont généralement des angles d'ouverture compris entre 10 et 90 degrés. Aux petits angles d'ouverture, un paraboloïde diffère peu d'une sphère. La relation entre $\frac{f_{con}}{D_{con}}$ et l'angle d'ouverture est la suivante :

$$\frac{f_{con}}{D_{con}} = \frac{1}{4\tan(\psi/2)} \qquad \text{(III. 6)}$$

Par exemple, un paraboloïde avec un angle d'ouverture de 45 degrés à un $\frac{f_{con}}{D_{con}}$ de 0,6. Ce rapport est inversement proportionnel avec l'angle d'ouverture (Figure III. 13). Un paraboloïde avec un très petit angle d'ouverture a très peu de courbure et le point focal (donc le récepteur) doivent être placés loin de la surface du concentrateur.

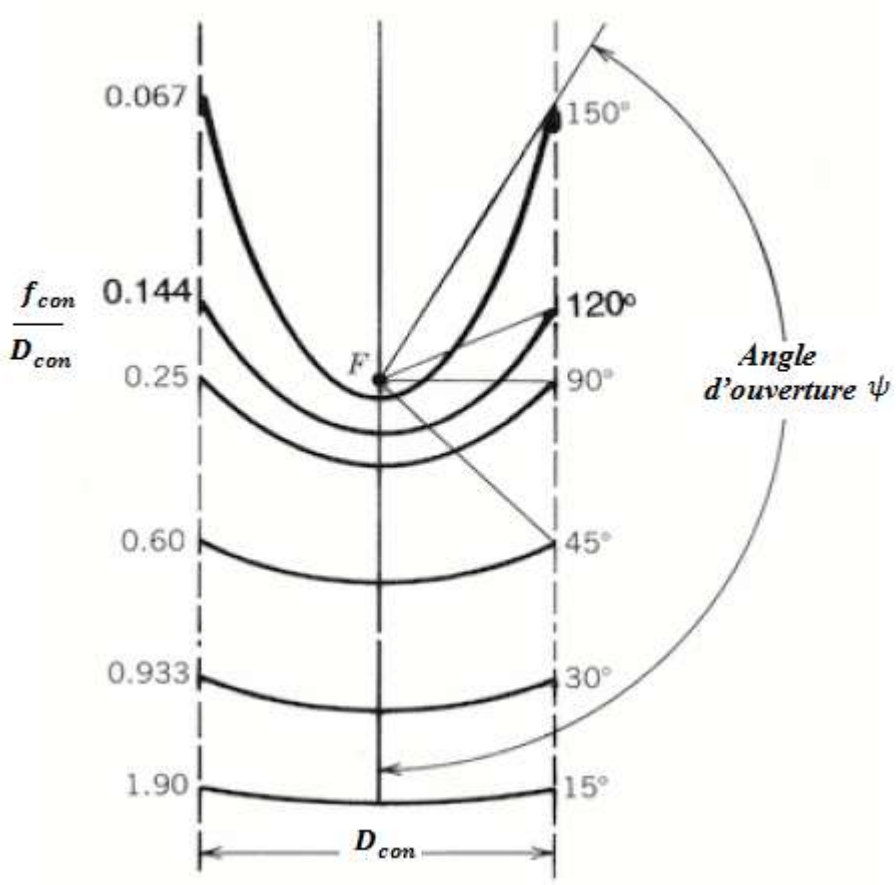


Figure III. 13 : Point focal en fonction de l'angle d'ouverture

III.4.1.1.7 La distance Récepteur-point focale

Après avoir dimensionner le concentrateur en fonction du facteur de concentration et le diamètre du récepteur, et après l'obtention de la distance focale en fonction de l'angle d'ouverture. Une distance $Z_{réc-f}$ entre la base du récepteur et le point focal du concentrateur doit être calculé afin d'éclairer correctement la surface souhaitée du récepteur en raison de sa position par rapport aux rayons du soleil concentrés.

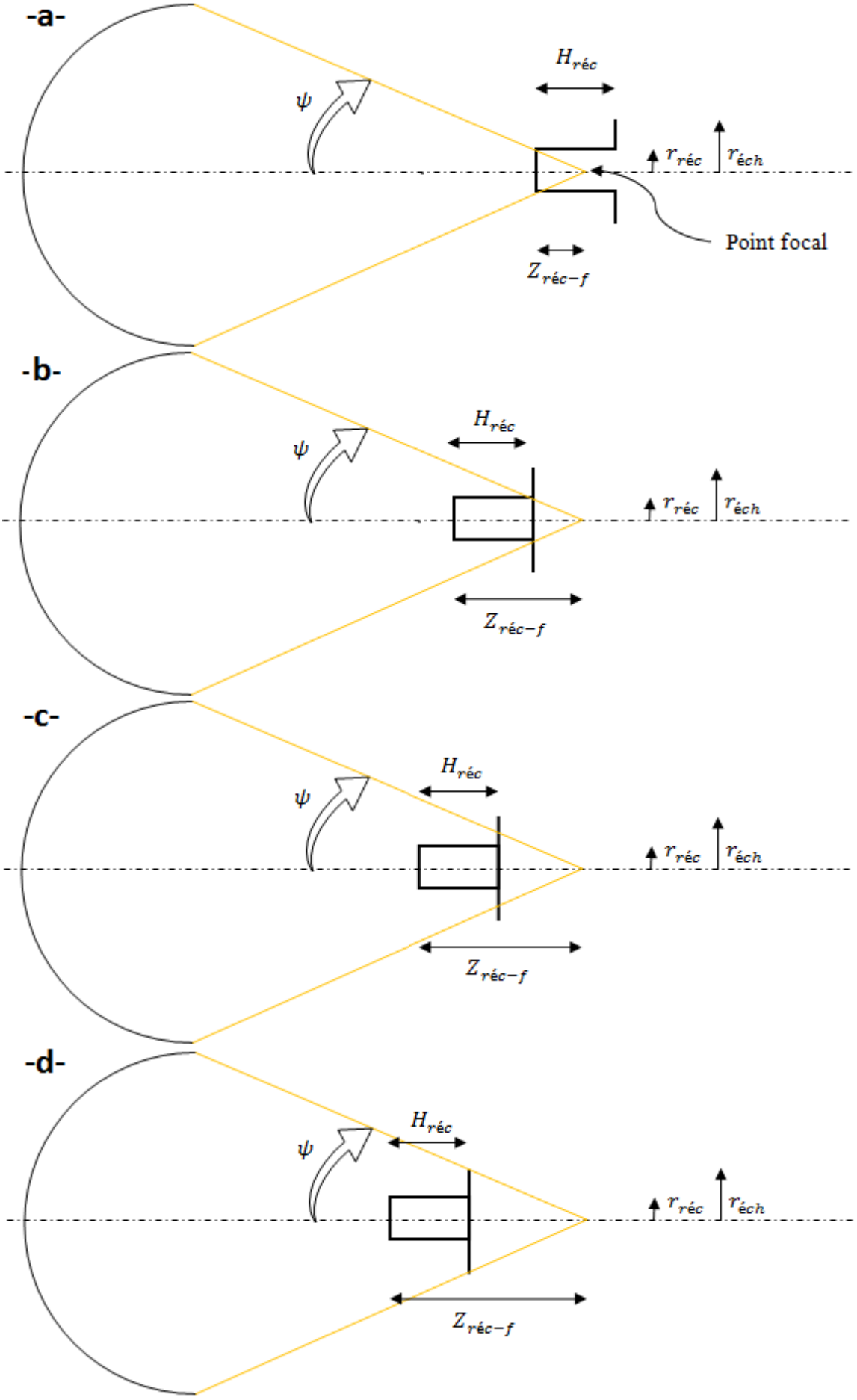


Figure III. 14 : La distance Récepteur-point focale

(a : Position 1, b : Position 2, c : Position 3, d : Position 4)

La distance $Z_{réc-f}$ est calculée en fonction de la différence entre la production et la demande en énergie électrique de tel sort que :

- Si $\dot{W}_{éle.d} > \dot{W}_{éle.p}$ le récepteur est dans la 1ère position (Figure III.14 -a) :

$$\boldsymbol{Z_{réc-f} = r_{réc} / tan\,\psi} \quad \text{(III. 7)}$$

- Si $\dot{W}_{éle.d} \approx \dot{W}_{éle.p}$ le récepteur est dans la 2ème position (Figure III.14 -b) :

$$\boldsymbol{Z_{réc-f} = H_{réc} + \left(\frac{r_{réc}}{tan\,\psi}\right)} \quad \text{(III. 8)}$$

- Si $\dot{W}_{éle.d} < \dot{W}_{éle.p}$ le récepteur est dans la 3ème position (Figure III.14 -c) :

$$\boldsymbol{Z_{réc-f} = H_{réc} + \left(\frac{r_{réc} + \frac{r_{éch} - r_{réc}}{2}}{tan\,\psi}\right) = H_{réc} + \left(\frac{r_{éch} + r_{réc}}{2\,tan\,\psi}\right)} \quad \text{(III. 9)}$$

- Si $\dot{W}_{éle.d} << \dot{W}_{éle.p}$ le récepteur est dans la 4ème position (Figure III.14 -d) :

$$Z_{réc-f} = H_{réc} + \left(\frac{r_{éch}}{\tan\psi}\right)$$

III.4.1.2 Outils de modélisation (Tonatiuh)

En profitant des progrès réalisés dans le domaine informatique notamment en termes de vitesse de calcul et de langage de programmation, de nombreux codes de calcul appliqués aux technologies solaires à concentration ont été développés (ex : Soltrace, Tonatiuh, Stral …). Dans le présent travail, le logiciel Tonatiuh a été utilisé pour la modélisation du traçage de rayons solaire.

Tonatiuh est un logiciel open source basé sur la méthode Monte Carlo de traceur de rayons, il est écrit en langage de programmation C++ en tant que logiciel multiplateforme muni d'une interface graphique 3-D très efficace et conviviale avec la possibilité de calcul parallèle, il est devenu l'un des outils de simulation préférés de la communauté CSP (*Concentrating Solar Power*). Il est réputé pour la grande précision de ses résultats. Il a été validé expérimentalement à partir de données réelles issues de différentes installations de CSP [124-126].

Tonatiuh est axé sur trois modèles élémentaires :

- Un modèle pour le système de concentration ;
- Un modèle pour le rayonnement solaire incident ;
- Un modèle pour les interactions basiques entre le rayonnement et les éléments du système de concentration.

Le modèle représentant le système de concentration consiste en une ouverture d'entrée, un volume et un ensemble de surfaces, réelles et/ou virtuelles. Les surfaces virtuelles sont mises en place pour obtenir notamment des données sur le flux incident, la puissance totale reçue, etc. Le rayonnement solaire incident prend la forme d'une surface généralement plane dont chaque point a une irradiance et une direction définies. Cette configuration permet de n'utiliser que

deux valeurs pour définir le vecteur spécifiant la position du soleil. Les interactions entre le rayonnement incident et le système de concentration sont modélisées à l'aide des méthodes de Monte Carlo et les techniques de lancer de rayon sont utilisées pour suivre les trajets des photons à travers le système de concentration, jusqu'à leur sortie ou leur absorption [127, 128].

III.4.1.3 Génération du modèle

Le logiciel Tonatiuh nous permet de modéliser notre concentrateur parabolique et de simuler son comportement optique ce qui nous donne des cartographies de la distribution du flux solaire sur la surface de récepteur permettant l'estimation de la puissance thermique reçue à l'entrée d'un récepteur solaire. Le principe est de générer de multiples rayons solaires aléatoires appelé photons dans la zone d'ouverture du concentrateur. Le chemin des photons est ensuite déterminé à l'aide des lois de réflexion, ainsi que des nombres aléatoires permettant de décider en fonction des propriétés des matériaux de réflecteur si chaque photon est absorbé ou réfléchi, à savoir la réflectivité et l'absorptivité du concentrateur et du récepteur. L'énergie de chaque photon est déterminée en fonction du nombre de rayons solaires, de la surface d'ouverture du réflecteur solaire et d'irradiation normal directe (IDN) imposée.

Les résultats obtenus sont les coordonnées de tous les photons qui atteignent le récepteur, ce qui nécessite une analyse statistique de sa distribution afin d'obtenir le flux de rayonnement dans les zones (cylindre, disque, et l'échangeur de chaleur). Le post-traitement est effectué en divisant ces trois zones en petits éléments de surface, puis en convertissant le nombre de photons de chacun de ces éléments en flux de rayonnement, sachant que l'énergie de chaque photon est liée à l'éclairement énergétique normal direct. Cela permet de déterminer non seulement l'efficacité optique du concentrateur et la quantité totale d'énergie atteignant le récepteur, mais également la répartition de ce flux d'énergie sur la surface absorbante (*Cartes de flux solaire)*.

Le modèle défini consiste en une cavité en forme parabolique avec un trous au milieu représente l'ombre de l'ensemble "R-M-A" et un cylindre qui représente la surface du récepteur, plus d'un disque creux représente l'échangeur de chaleur (Figure III.15). Le récepteur et l'échangeur de chaleur ont ensemble la forme d'un chapeau.

Pour la simulation, aucun défaut de construction n'a été pris en compte, c'est-à-dire que le réflecteur est parfaitement parabolique et les matériaux qui ont été pris en compte sont idéaux. Le concentrateur est supposé muni d'un système de poursuite de soleil afin de le mètre toujours perpendiculaire sur rayon solaire incident, ce qui permet d'obtenir une répartition homogène sur la surface de récepteur et de l'échangeur de chaleur, ainsi de garantir l'utilisation de la totalité des rayons solaire reçu par le réflecteur. Donc, il n'est pas nécessaire de modifier l'azimut et l'élévation du vecteur soleil car, par défaut, l'azimut est considéré comme égal à 0 degré et l'altitude de 90 degrés, autrement dit, le vecteur soleil est défini par défaut dans la direction **y** dirigée vers le haut (vers le soleil) et donc alignés sur l'axe optique du miroir parabolique que nous venons de modéliser.

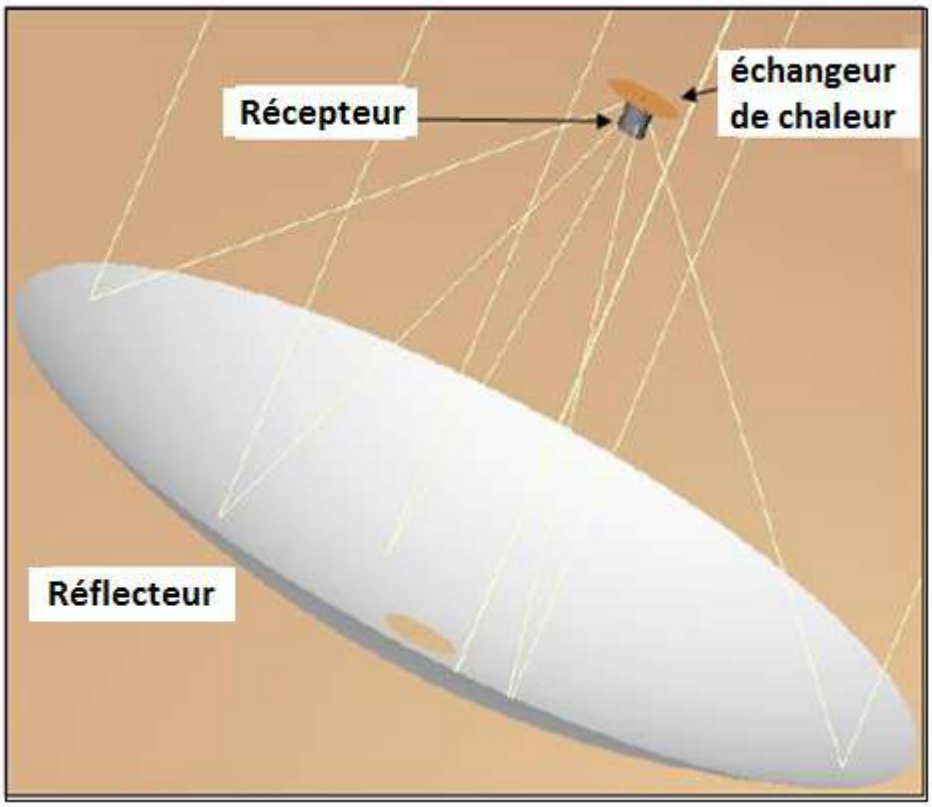


Figure III. 15 : Système "Réflecteur/récepteur + échangeur de chaleur" dans Tonatiuh

III.4.2 Modélisation du bruleur à Biogaz

III.4.2.1 Choix de bruleur

Notre choix s'est porté sur un bruleur avec recirculation de type "Swiss-roll", et ce pour différentes raisons :

- ✓ La géométrie annulaire de la chambre de combustion limite le principale avantage des bruleurs tourbillonnaires qui se basent sur le bon mélange des réactifs, en effet, plusieurs géométries des bruleurs tourbillonnaires ont été simulées mais les résultats sont toujours non convaincants et nous avons fini par l'abandonnement de l'utilisation de ce type.
- ✓ Les bruleurs catalytiques peuvent être utilisés sans problème dans n'importe quelles géométries de chambre de combustion. Cependant, cette méthode n'a pas été retenue dans les travaux de cette thèse car elle présente une trop forte complexité de mise en œuvre et de la simulation.
- ✓ Les bruleurs avec recirculation qui se basent sur la récupération de la chaleur dégager par les fumées en fournissant une très grande surface d'échange au transfert thermique, qui peuvent être modulés en modifiant le nombre de spirales. Le diamètre des canaux peut rester petit afin d'amplifier le transfert de chaleur, tandis que la taille de la zone de combustion centrale peut être conçue indépendamment de la partie d'échange thermique. En plus, il est adéquat aux chambres de combustions de petites taille même de l'ordre de quelques centimètres cube de volume [129].

- ✓ Enfin, plusieurs études ont déjà été menées sur les bruleur de type "Swiss-roll", notamment ceux de très petite tailles comme par exemple le bruleur qui a été conçu par *J. Vican* [130]de dimension (12.5×12.5×5mm) et celui étudié par *JeongminAhn* [131] de dimensions (70×70×50mm), et les résultats obtenus laissent penser que leur application à notre configuration est bien adaptée.

Un échangeur en spirale carré a été choisi dans cette étude volontairement pour provoquer plus de turbulences participant dans l'amélioration de transfert thermique entre les fumées et l'air frais.

III.4.2.2 Equations de conservation

Dans les processus de simulation, le gaz était supposé incompressible et le processus de combustion était supposé en état stable. La gravité a également été ignorée [132]. Les équations de conservation utilisées sont les suivants :

A/ Conservation de masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(\rho U) = 0 \qquad \text{(III. 10)}$$

B/ Conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla.(\rho U U) = -\nabla p + \nabla.\tau \qquad \text{(III. 11)}$$

C/ Conservation de l'énergie

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla.(\rho U e) = \nabla.(\lambda \nabla T) - p\nabla.U + \nabla.(U.\tau) + S_{chem} + S_{rad} \qquad \text{(III. 12)}$$

III.4.2.3 procédures de simulation

Pour comprendre les caractéristiques de combustion dans le bruleur sélectionné et de pouvoir calculer le flux de chaleur transmet à la tête chaude du moteur Stirling, des simulations numériques bidimensionnelles dans le plan (x, y) sont effectuées sur le type de brûleur choisi (Swiss-roll) en utilisant le code CFD Fluent [133]. La géométrie 2D du bruleur choisi (Figure III.16) est composée d'un échangeur de chaleur en spirale carré avec une région centrale circulaire représente la chambre de combustion correspond à la forme cylindrique de la tête chaude du moteur. Les spirales sont en contacte directe les uns avec les autres afin d'assurer le transfert thermique de la fumée vers l'air frais qui vient de l'extérieur. En outre, la circulation des gaz dans les deux échangeurs se fait à contre-courant ce qui est sensé d'amélioré le transfert thermique. L'injecteur de carburant (ici Biogaz) se trouve à une distance de la chambre de combustion pour que la flamme soit stable autour de toute la surface de la tête chaude du moteur.

Il faut entrer dans le détail du fonctionnement de Fluent : lorsque l'on fait un calcul en 2D, Fluent réalise en fait un calcul en 3D avec un troisième dimension dont la section est le dessin 2D réalisé par l'utilisateur. La hauteur choisie est par défaut de 1 mètre et ce pour ne pas ajouter de coefficient de correction aux calculs [134]. Dans notre travail, après l'obtention des résultats de flux, toutes les quantités sont recalculer en utilisant un coefficient de proportion correspondant à la hauteur exacte du bruleur.

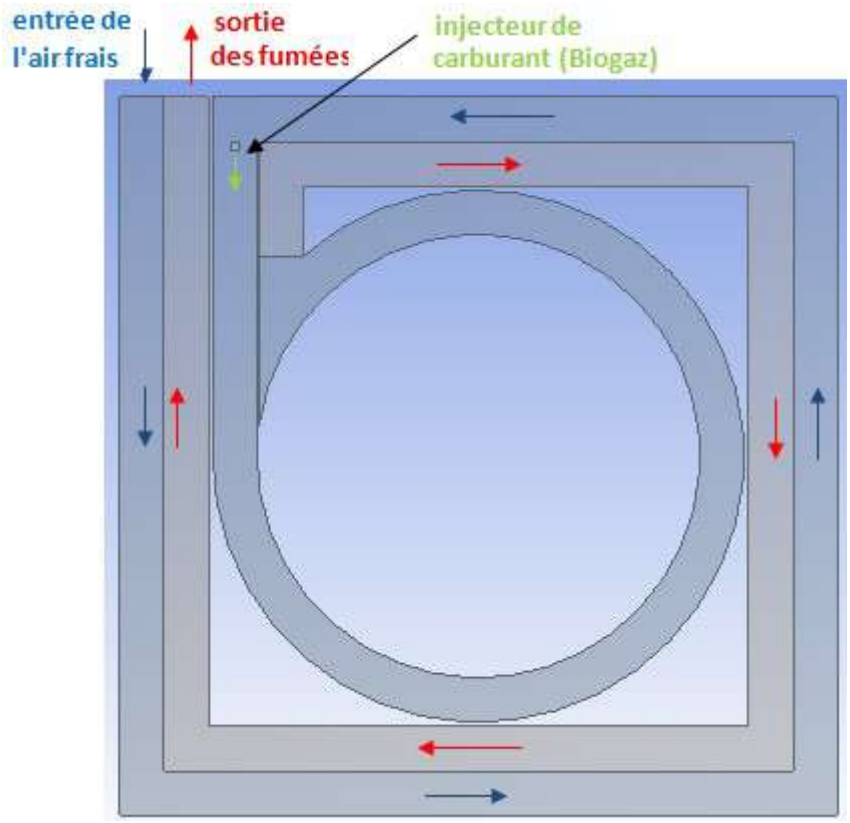


Figure III. 16 : Configuration géométrique du brûleur "Swiss-roll" à 2 spirales

A cause de l'uniformité de la géométrie, il a fallu définir deux types de maillages différents, le domaine circulaire qui représente la chambre de combustion est défini par un maillage triangulaire, tandis que les domaines rectangulaires qui représentent l'échangeur de chaleur est défini par un maillage à base de quadrilatères, ce dernier facilite le raffinement aux frontières. Dans le domaine circulaire où la réaction se produit, un maillage trop condensé est nécessaire et ce pour assurer l'obtention des résultats plus précis, alors que le maillage quadrilatère se condense seulement en approchant des parois de contacte où le transfert thermique se fait, cela peut optimiser le temps de calcul. La Figure (III.17) illustre les différents maillages adoptés dans cette étude.

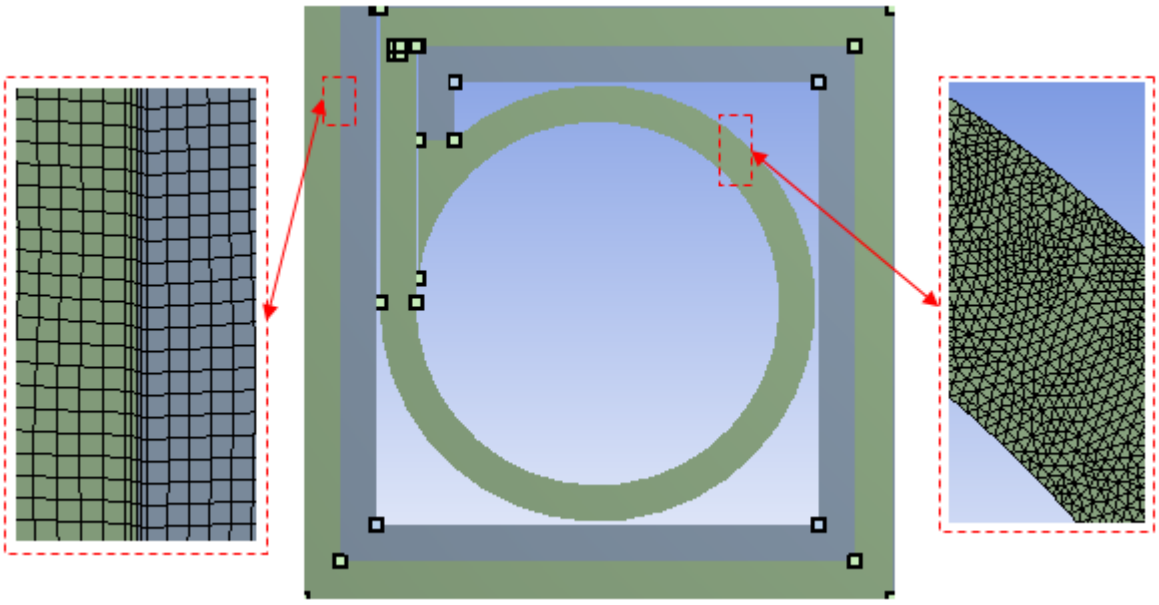


Figure III. 17 : Maillage de la chambre de combustion et de l'échangeur de chaleur

Sur la base des études préliminaires de ce type de bruleur qui ont montré que le transfert radiatif dans l'échangeur de chaleur est important, le rayonnement de surface à surface a été modélisé avec une émissivité de parois de 0,35. Le transfert radiatif en phase gazeuse est négligeable par rapport à la convection et au rayonnement de surface à surface. L'écoulement turbulent et le transfert de chaleur sont modélisés à l'aide du modèle (k-ε) standard. Ce modèle est néanmoins considéré comme utile pour l'évaluation des effets de turbulence [135]. Le schéma "second-orderupwind" a été utilisé pour la discrétisation spatial du domaine de calcul, et l'algorithme "SIMPLEC" a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le couplage entre la turbulence et la réactivité du système imposé par les réactions de combustion a été traité par le modèle PDF (Probability Density Function).

III.4.2.4 Calcul des fractions massique des espèces chimiques

Dans ce travail, nous posons les hypothèses suivantes pour modéliser la combustion dans le bruleur :

- La combustion est complète,
- La quantité d'eau dans le comburant est négligeable.
- Le Biogaz est composé essentiellement de CH_4 et CO_2 et tous les autres composées (ex : H_2S, N_2 …) sont négligeables.

Le processus de combustion de base peut être décrit par le carburant (l'hydrocarbure) plus l'oxydant (l'air ou l'oxygène) appelés réactifs, qui subissent un processus chimique tout en libérant de la chaleur pour former les produits de combustion de telle sorte que la masse est conservée. Dans le processus de combustion le plus simple, connu sous le nom de combustion stœchiométrique, tout le carbone du carburant forme du dioxyde de carbone (CO_2) et tout l'hydrogène forme de l'eau (H_2O) dans les produits. Nous pouvons donc écrire la réaction chimique comme suit :

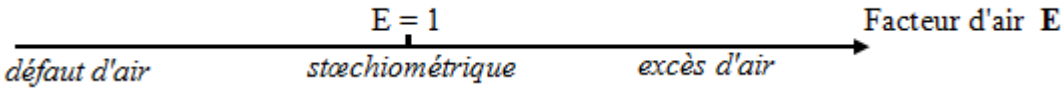
$$\boldsymbol{C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \rightarrow x\, CO_2 + \frac{y}{2} H_2 O} \qquad \text{(III. 13)}$$

Avec cette équation, la composition des fumées de combustion est calculée connaissant la composition massique initiale de l'air à l'entrée du bruleur. En effet, l'air contient environ 21% d'oxygène (O_2) en volume. Les 79% restants des autres gaz sont principalement de l'azote (N_2), nous supposerons donc que l'air est composé de 21% d'oxygène et de 79% d'azote en volume. Ainsi, chaque mole d'oxygène nécessaire pour oxyder l'hydrocarbure est accompagnée de 79/21 = 3,76 moles d'azote. En utilisant cette combinaison, la masse moléculaire de l'air devient 29 [g/mol]. Notez qu'il est supposé que l'azote soit inerte. La réaction chimique dans ce cas est :

$$\boldsymbol{C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right)(O_2 + 3.76\, N_2) \rightarrow x\, CO_2 + \frac{y}{2} H_2 O + \left(x + \frac{y}{4}\right) 3.76\, N_2} \qquad \text{(III. 14)}$$

Dans la pratique, les combustions sont non-stœchiométriques. Pour éliminer les imbrûlés il faut qu'en tout point suffisamment d'oxygène soit disponible pour la combustion. Ce qui veut dire qu'il est nécessaire d'avoir d'un excès d'air (E > 1) même s'il dilue les fumées et fait chuter la température.

Les réactions sont alors caractérisées par le facteur d'air E :



$$\boldsymbol{C_xH_y + E\left(x+\frac{y}{4}\right)(O_2 + 3.76\,N_2) \rightarrow x\,CO_2 + \frac{y}{2}H_2O + E\left(x+\frac{y}{4}\right)3.76\,N_2}$$

$$\boldsymbol{+(E-1)\left(x+\frac{y}{4}\right)O_2} \qquad \text{(III. 15)}$$

La fraction massique (combustible/air) est le rapport entre le débit du combustible et le débit du comburant, elle est donnée par :

$$\boldsymbol{C_{comb}^{air} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{air}} = \frac{m_{comb}}{m_{air}} = \frac{x\,M_c + y\,M_H}{E\left(x+\frac{y}{4}\right)M_{air}}} \qquad \text{(III. 16)}$$

Les fractions massiques de CO_2 et H_2O dans les fumées sont calculés respectivement par :

$$C_{CO2}^{fumée} = \frac{m_{CO2}}{m_{fumée}}$$

$$= \frac{\boldsymbol{x\,M_{CO2}}}{\boldsymbol{x\,M_{CO2} + \frac{y}{2}M_{H2O} + E\left(x+\frac{y}{4}\right)(3.76\,M_{N2}) + (E-1)\left(x+\frac{y}{4}\right)M_{O2}}} \qquad \text{(III. 17)}$$

$$C_{H2O}^{fumée} = \frac{m_{H2O}}{m_{fumée}}$$

$$= \frac{\boldsymbol{\frac{y}{2}M_{H2O}}}{\boldsymbol{x\,M_{CO2} + \frac{y}{2}M_{H2O} + E\left(x+\frac{y}{4}\right)(3.76\,M_{N2}) + (E-1)\left(x+\frac{y}{4}\right)M_{O2}}} \qquad \text{(III. 18)}$$

Pour la combustion du méthane dans l'air avec un excès de 10% (donc : E = 1+0,1 =1,1), l'équation de combustion devient :

$$\boldsymbol{CH_4 + 1.1 * 2 * (O_2 + 3.76\,N_2) \rightarrow CO_2 + 2\,H_2O + 1.1 * 2 * 3.76\,N_2 + 0.1 * 2\,O_2} \qquad \text{(III. 19)}$$

Avec $x = 1$ *et* $y = 4$, donc :

$$\boldsymbol{C_{CH4}^{air} = (12+4)/(1,1 * 2 * (2 * 16 + 2 * 3,76 * 14) = 0.053 = 5.3\,\%} \qquad \text{(III. 20)}$$

La principale différence de composition entre le biogaz et le gaz naturel concerne la teneur en dioxyde de carbone. Le dioxyde de carbone est l'un des principaux composants du biogaz, tandis que le gaz naturel en contient de très faibles quantités. De plus, le gaz naturel contient également des niveaux plus élevés d'hydrocarbures autres que le méthane. Ces différences se traduisent par une teneur énergétique inférieure du biogaz par unité de volume par rapport au gaz naturel. En séparant le dioxyde de carbone du biogaz dans un processus de valorisation, le contenu énergétique du biogaz valorisé devient comparable au gaz naturel [136]. Principalement, le biogaz contient (55-80%) du CH_4, (20-45%) du CO_2 et des traces négligeables de H_2 et H_2S [137].

Les réactions stœchiométriques de combustion du biogaz avec de l'0_2 et de l'air peuvent, respectivement, écrites sous forme :

$$\boldsymbol{X\,CH_4 + (1-X)CO_2 + \ 2\,X\,O_2 \rightarrow CO_2 + 2\,X\,H_2O} \quad \text{(III. 21)}$$

$$\boldsymbol{X\,CH_4 + (1-X)CO_2 + \ 2\,X\,(O_2 + 3.76\,N_2) \rightarrow CO_2 + 2\,X\,H_2O + 7.52\,X\,N_2} \quad \text{(III. 22)}$$

Où X représente la fraction molaire de CH_4 présente dans le biogaz. Si on tient en compte le facteur d'air E, l'équation de combustion du biogaz avec l'air devient :

$$X\,CH_4 + (1-X)CO_2 + \ E\ 2\,X\,(O_2 + 3.76\,N_2)$$

$$\boldsymbol{\rightarrow CO_2 + 2\,X\,H_2O + E\ 7.52\,X\,N_2 + \ (E-1)\ 2\,X\,O_2} \quad \text{(III. 23)}$$

La fraction massique (biogaz/air) est le rapport entre le débit du combustible et le débit du comburant, elle est donnée par :

$$\boldsymbol{C_{biogaz}^{air} = \frac{\dot{m}_{biogaz}}{\dot{m}_{air}} = \frac{m_{biogaz}}{m_{air}} = \frac{X\,M_{CH4} + (1-X)\,M_{CO2}}{2\,E\,X\,M_{air}}} \quad \text{(III. 24)}$$

D'un autre coté :

$$\boldsymbol{C_{biogaz}^{air} = \frac{\dot{m}_{biogaz}}{\dot{m}_{air}} = \frac{\rho_{biogaz}\,v_{biogaz}A_{biogaz}}{\rho_{air}\,v_{air}A_{air}}} \quad \text{(III. 25)}$$

Donc :

$$\boldsymbol{v_{air} = \frac{v_{biogaz}\,\rho_{biogaz}\,A_{biogaz}}{C_{biogaz}^{air}\rho_{air}\,A_{air}} = \frac{2\,E\,X\,M_{air}}{X\,M_{CH4} + (1-X)\,M_{CO2}} \frac{v_{biogaz}\,\rho_{biogaz}\,A_{biogaz}}{\rho_{air}\,A_{air}}} \quad \text{(III. 26)}$$

Et :

$$\boldsymbol{v_{biogaz} = \frac{C_{biogaz}^{air}\rho_{air}\,v_{air}A_{air}}{\rho_{biogaz}\,A_{biogaz}} = \frac{X\,M_{CH4} + (1-X)\,M_{CO2}}{2\,E\,X\,M_{air}} \frac{\rho_{air}\,v_{air}A_{air}}{\rho_{biogaz}\,A_{biogaz}}} \quad \text{(III. 27)}$$

On peut calculer la masse volumique de Biogaz en connaissant la fraction de CH_4 dans le biogaz comme suit :

$$\boldsymbol{\rho_{biogaz} = X\,\rho_{CH4} + (1-X)\rho_{CO2}} \quad \text{(III. 28)}$$

Les fractions massiques de CO_2 et H_2O dans les fumées sont calculé respectivement par :

$$\boldsymbol{C_{CO2}^{fumée} = \frac{m_{CO2}}{m_{fumée}} = \frac{M_{CO2}}{M_{CO2} + 2\,X\,M_{H2O} + E\ 7.52\,X\,M_{N2} + (E-1)2\,X\,M_{O2}}} \quad \text{(III. 29)}$$

$$\boldsymbol{C_{H2O}^{fumée} = \frac{m_{H2O}}{m_{fumée}} = \frac{2\,X\,M_{H2O}}{M_{CO2} + 2\,X\,M_{H2O} + E\ 7.52\,X\,M_{N2} + (E-1)2\,X\,M_{O2}}} \quad \text{(III. 30)}$$

III.4.2.5 Température adiabatique de la combustion du biogaz

On cherche maintenant à déterminer la température de la flamme obtenue à partir de la combustion du biogaz dans l'air. On rappelle que l'air est constitué de 79% de diazote et 21% de dioxygène en quantité de matière, **X** représente la fraction molaire de CH_4 présent dans le biogaz et **E** le facteur d'air.

L'équation de combustion s'écrit alors comme suit :

$$X\,CH_4 + (1-X)CO_2 + E\,2\,X\,(O_2 + 3.76\,N_2) \rightarrow CO_2 + 2\,X\,H_2O + E\,7.52\,X\,N_2 + (E-1)\,2\,X\,O_2 \quad \text{(III. 31)}$$

On suppose que la combustion dans l'air est complète et suffisamment rapide pour être adiabatique, le gaz entre à la température de T_0 = 298 K. L'enthalpie standard de réaction ($\Delta_rH°$) de combustion du méthane à cette température en considérant que l'eau est à l'état gazeux est calculée comme suit :

$$CH_{4\,(g)} + 2O_{2(g)} = CO_{2\,(g)} + 2H_2O_{(g)}. \quad \text{(III. 32)}$$

$$\Delta_rH°\,(298K) = \Delta_fH°(CO_{2\,(g)}) + 2\Delta_fH°(H_2O_{\,(g)}) - \Delta_fH°(CH_{4\,(g)}) \quad \text{(III. 33)}$$

$$\Delta_rH°\,(298K) = -393.51 - 2*241.81 + 74.52 = -802.61\ \text{kJ/mol}. \quad \text{(III. 34)}$$

On note que :

- $\Delta_fH°$ correspond à l'enthalpie standard de formation d'un corps composé par la réaction de formation de ce corps à partir des éléments pris dans leur état standard.
- L'enthalpie standard de formation d'un corps simple pris son état de référence est nulle (donc : $\Delta_fH°\,(O_2) = 0$).
-

Espèce	$CH_{4(g)}$	$CO_{2\,(g)}$	$H_2O_{(g)}$
$\Delta_fH°$ (kJ /mol) [138]	-74,52	-393,51	-241,81

On applique la loi de Kirchhoff à un système adiabatique (pas de transfert de chaleur vers l'extérieur). La chaleur libérée par la combustion sert seulement à chauffer les produits de la réaction.

$$\mathbf{0} = \boldsymbol{X}\,\Delta_r\boldsymbol{H}°(\mathbf{298}\boldsymbol{K}) + \int_{300}^{T_{comb-ad}} [\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{CO_2}) + \mathbf{2}\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{H_2O}) + \boldsymbol{E}\,\mathbf{7.52}\,\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{N_2}) + (\boldsymbol{E}-\mathbf{1})\mathbf{2}\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{O_2})]\,\boldsymbol{dT} \quad \text{(III. 35)}$$

Après l'intégration on trouve :

$$X\,\Delta_rH°(298K) + \left[C_p(CO_2) + 2X\,C_p(H_2O) + E\,7.52\,X\,C_p(N_2) + (E-1)2X\,C_p(O_2)\right] * (\boldsymbol{T_{comb-ad}} - \mathbf{298}) = \mathbf{0} \quad \text{(III. 36)}$$

Donc :

$$\boldsymbol{T_{comb-ad}} = \mathbf{29} - \left\{ \boldsymbol{X}\,\Delta_r\boldsymbol{H}°(\mathbf{298}\boldsymbol{K}) / \begin{bmatrix} \boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{CO_2}) + \mathbf{2}\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{H_2O}) \\ + \boldsymbol{E}\,\mathbf{7.52}\,\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{N_2}) \\ + (\boldsymbol{E}-\mathbf{1})\mathbf{2}\boldsymbol{X}\,\boldsymbol{C_p}(\boldsymbol{O_2}) \end{bmatrix} \right\} \quad \text{(III. 37)}$$

Avec :

Espèce	N_2(g)	CO_2 (g)	H_2O(g)	O_2 (g)
C_P (J mol^{-1} K^{-1})	28,58	44,22	30,54	29.96

III.4.3 Modélisation du Récepteur

Le récepteur est représenté comme un seul cylindre de hauteur $H_{réc}$ et de diamètre $D_{réc}$, l'une de ses extrémités est fermé. Ce cylindre est soumis à de multiples modes de transfert de chaleur montré comme il est illustré sur la Figure (III.18). Le bilan thermique au niveau du récepteur correspond au flux d'énergie par rayonnement reçu par le récepteur $\left(\dot{Q}_{réc} = \dot{Q}_{réc.cyl} + \dot{Q}_{réc.cir}\right)$ au quelle on soustrait la somme des flux d'énergie transmise ou perdue par rayonnement $(\dot{Q}_{rad})$ et par convection $(\dot{Q}_{conv})$ vers le milieu ambiant ainsi que le flux d'énergie transmis vers le gaz de travail du moteur $(\dot{Q}_c)$:

$$\boldsymbol{m\, C_p \frac{dT_c}{dt} = \dot{Q}_{réc} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_c} \qquad \text{(III. 38)}$$

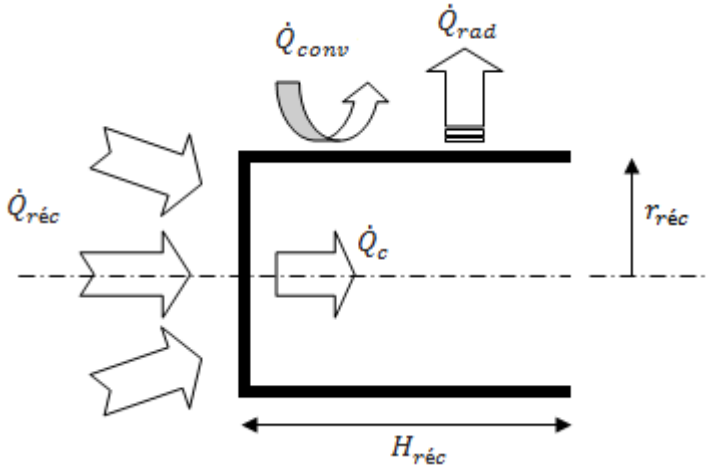


Figure III. 18 : Représentation des déperditions thermique dans le récepteur

Dans ce modèle, la conduction thermique à travers la paroi du récepteur n'a pas été prise en compte parce que le matériau du récepteur est caractérisé par une bonne conductivité thermique et la paroi en question est mince. De plus, la convection dans le moteur est beaucoup plus grande due à la haute fréquence de l'écoulement du gaz de travail.

L'objectif de ce modèle est de déterminer le flux de chaleur transmet au moteur en fonction des autres flux d'énergie. Les résultats obtenus sont ensuite utilisés dans le modèle du moteur Stirling afin d'évaluer la puissance mécanique produite et le rendement du récepteur. Il convient de noter que la température est considérée uniforme sur toute la surface du récepteur.

Dans ce travail, le système est considéré en l'équilibre thermique et les transferts sont stationnaires. Le bilan énergétique s'exprime sous forme :

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{réc} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{con} - \dot{Q}_c = 0} \qquad \text{(III. 39)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{réc} = \dot{Q}_{réc.cyl} + \dot{Q}_{réc.cir}} \qquad \text{(III. 40)}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{rad} = A_{réc} h_{rad} \left(T_c - T_a\right)} \qquad \text{(III. 41)}$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_{cov} = A_{réc} h_{conv.\,t} \left(T_c - T_a\right)} \qquad \text{(III. 42)}$$

Où $A_{réc}$ désigne la surface du récepteur soumise au transfert de chaleur. Les coefficients de transfert de chaleur par rayonnement et par convection sont respectivement calculés par :

$$\boldsymbol{h_{rad} = \sigma\, \varepsilon\, (T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2)} \quad \text{(III. 43)}$$

$$\boldsymbol{h_{con.\ t} = h_{conv.\ n} + h_{conv.\ f}} \quad \text{(III. 44)}$$

ε : représente l'émissivité du matériau du récepteur, et σ est la constante de Stefan Boltzmann ($5{,}6703 \times 10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4}). Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcée est exprimé en fonction de la vitesse du vent, comme suit [139]:

$$\boldsymbol{h_{conv.\ f} = 0.1967\ v^{1.849}} \quad \text{(III. 45)}$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle est calculé en fonction du nombre de Nusselt comme suit :

$$\boldsymbol{h_{conv.\ n} = {\lambda . Nu}/{L}} \quad \text{(III. 46)}$$

$$\boldsymbol{L = {D_{réc}}/{4}} \quad \text{(III. 47)}$$

$\boldsymbol{\lambda}$ est la conductivité thermique de l'air et **L** est la longueur caractéristique. La corrélation du nombre de Nusselt utilisée pour calculer la convection naturelle autour du cylindre qui représente le récepteur ici dépend de l'angle d'inclinaison θ (voir Figure III.19), cet angle n'est que la hauteur (ha) du soleil (Elévation). Pour un angle compris entre 0° et 60° cette corrélation est donnée par *Churchill et Chu* [140] :

$$\boldsymbol{Nu = 0.68 + {0.67\, Ra^{1/4}}\Big/{\left[1 + \left({0.492}/{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}} \quad \text{(III. 48)}$$

Avec : $(Ra \leq 10^9;\ 0° \leq \theta \leq 60°)$

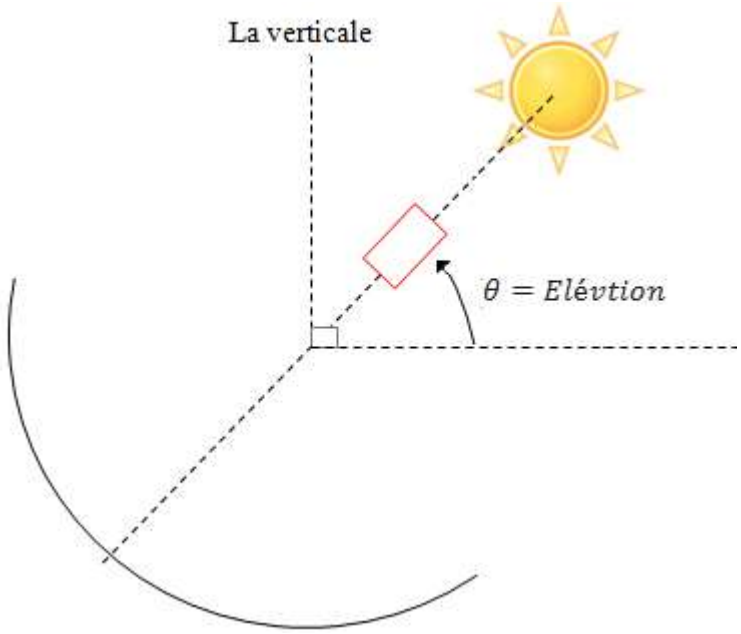


Figure III. 19 : Présentation de l'angle d'inclinaison du récepteur

Pendant la journée, le récepteur doit être incliné à cause du suivi du soleil. Dans ce cas, la constante de gravitation g dans le nombre de Grashof est remplacée par la forme $g.\cos(\theta)$ [141]. Le nombre de Grashof doit être corrigé de $g.\cos(\theta)$ uniquement lorsque l'angle θ compris entre zéro et soixante degrés. Pour les angles supérieurs à 60°, il convient d'utiliser la corrélation de Nusselt pour un cylindre horizontal dont la paroi est chaude. Cette corrélation est donnée par *McAdams* [141] comme suit :

$$\boldsymbol{Nu = 0.27\, Ra^{1/4}} \quad \text{(III. 49)}$$

Avec : $(10^5 \leq Ra \leq 10^{10};\ 60° \leq \theta \leq 90°)$

On rappelle que le concentrateur est muni d'un système du suivi du soleil se qui veut dire que l'angle d'inclinaison θ varie instantanément durant la journée en fonction de l'élévation du soleil, cette variation équivaut à l'angle d'élévation du soleil $(\theta = Elévtion)$.

Le nombre de Rayleigh "Ra", est défini comme le produit de nombre de Prandtl et le nombre de Grashof, ce dernier est basé sur la différence de température entre la paroi du récepteur et l'environnement.

$$\boldsymbol{Ra = Pr\ Gr} \quad \text{(III. 50)}$$

$$\boldsymbol{Gr = \frac{g\ B\ L^3}{\vartheta^2}\ (T_c - T_a)} \quad \text{(III. 51)}$$

$$\boldsymbol{B = \frac{1}{T_m}} \quad \text{(III. 52)}$$

$$\boldsymbol{T_m = \frac{T_c + T_a}{2}} \quad \text{(III. 53)}$$

Pour plus de précision dans les calculs, les propriétés de l'air $(\lambda,\ \mathrm{Pr}\ et\ \vartheta)$ autour du cylindre en fonction de la température de l'air sont exprimés par des fonctions polynomiales :

$$\boldsymbol{\lambda = 1.5207\, e^{-11} T^3 - 4.857\, e^{-8} T^2 + 10184 e^{-4} T - 3.933 e^{-4}} \quad \text{(III. 54)}$$

$$\boldsymbol{\vartheta = -1e^{-14} T^3 + 9e^{-11} T^2 + 5e^{-08} T - 5e^{-06}} \quad \text{(III. 55)}$$

$$\boldsymbol{Pr = 2e^{-13} T^4 - 8e^{-10} T^3 + 1e^{-06} T^2 - 8e^{-4} T + 0.8492} \quad \text{(III. 56)}$$

III.4.4 Modélisation du moteur Stirling

III.4.4.1 Choix du moteur Stirling

Le travail développé dans cette thèse porte sur les moteurs Stirling à piston libre. L'intérêt d'utiliser ce type de moteur Stirling réside dans les avantages supplémentaires suivants :

- ✓ Lorsque le moteur est en contacte directe avec la source chaude, l'élévation de température du fluide de travail provoque un changement de pression, le système entre alors dans une phase d'équilibre instable, la moindre vibration déclenche le démarrage

du moteur. Cette "propriété" du MSPL signifie qu'il a une capacité de démarrage automatique "self-start" [74] ce qui favorise son utilisation dans un tel système.

- ✓ La structure simple de ces moteur surtout le type beta [142], ce qui facilite sa construction.
- ✓ L'absence du système bielle manivelle élimine les problèmes de lubrification de l'arbre rotatif, et résous aussi le problème de l'étanchéité; ce qui nous permet d'utiliser des gaz plus légers (Hélium ou Hydrogène) conduisant à des puissances élevées [6, 143].
- ✓ Une périodes de fonctionnement extrêmement longues sans l'entretien régulier comme dans le cas des moteurs cinématiques [144, 145].

III.4.4.2 Description du moteur

Les moteur Stirling à piston libre (MSPL) fonctionnent sans aucune liaison mécanique. Le piston et le déplaceur sont libre de se déplacer indépendamment et leurs mouvements sont couplé par la pression du gaz de travail. Deux sources de chaleur sont nécessaires pour la réalisation du cycle thermodynamique complet du gaz. Les fluides de travail utilisés dans la plupart du temps sont l'hydrogène, l'hélium ou l'air.

La Figure (III.20) illustre le schéma du moteur Stirling à piston libre (MSPL) considéré dans cette étude. Le moteur est composé de trois zones ; zone de compression, zone d'expansion et zone annulaire reliant les zones d'expansion et de compression. En général, cette zone annulaire est occupée par un régénérateur thermique ce qui n'est pas le cas dans cette étude. Le mouvement du piston et du déplaceur indique la direction positive (vers le haut).

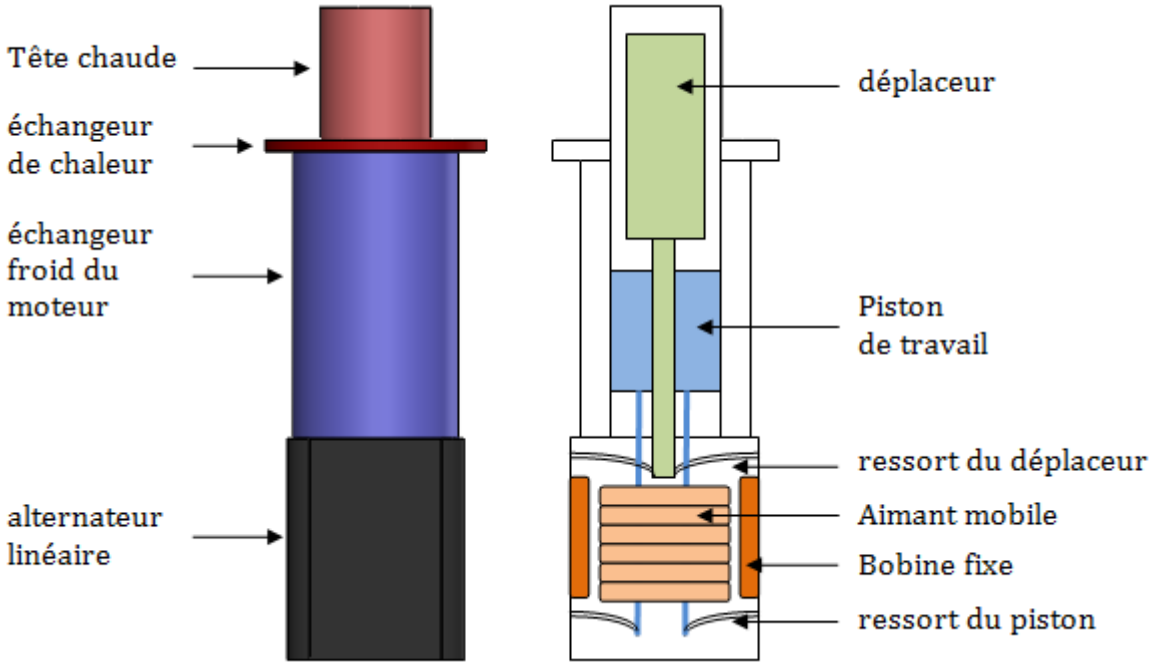


Figure III. 20 : Mécanisme du moteur Stirling à piston libre étudié (MSPL)

III.4.4.3 Développement des différents modèles du moteur Stirling

Les modèles caractérisant le fonctionnement d'un moteur Stirling sont classés en deux catégories: modèle empiriques (ordre zéro) et des modèles numériques (du1^{er} au 4ème ordre). Dans l'analyse d'ordre zéro, les performances du moteur sont données par une équation basée sur des données expérimentales qui est valable dans une gamme de paramètres bien précise (plage de température, pression, etc.). Les analyses d'ordre 1 à 4 sont des modèles mathématiques classées par ordre croissant de perfectionnement et basés sur des lois physiques : conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement, applicables selon le modèle choisi.

Dans notre travail, nous avons utilisé des modèles numériques basé sur différentes analyses à savoir : un modèle du 1er ordre, deux modèles du 2ème ordre (isotherme) dont le premier développé par *Martinez Saturno* en 1992 [146] et celui de *S. H. Zare* développé en 2016 [23, 147-149] et en fin le modèle du 4ème ordre. Il est à noter que tous ces modèles sont appliqués sur le même type de moteur Stirling à piston libre.

Les principales difficultés rencontrées dans la modélisation des MSPL par rapport aux moteurs cinématiques sont la détermination exacte des amplitudes du piston et du déplaceur ainsi que le déphasage entre les deux. En plus de l'estimation des pertes de charge entre les volumes chaud et froid dû fait que l'écoulements de gaz est oscillants ainsi que l'étude de la stabilité des mouvements des pistons.

Pour développer les modèles d'ordre 1 et 2, les équations du mouvement sont proposés sous forme d'un système de vibrations mécaniques de 2 degrés de liberté (masse-ressort-amortisseur). Cette approche permet d'obtenir des approximations des solutions réelles. Ensuite, une modélisation thermodynamique va être présentée dans le but de déterminer analytiquement les pressions du gaz dans différents espaces du moteur. Le bilan global des forces conduit à un système d'équations différentielles non linéaires qui est résolue numériquement par MATLAB. Ces modèles permettent de calculer les évolutions des pressions, les déplacements et les vitesses du piston et du déplaceur ainsi que le déphasage.

En ce qui concerne le modèle d'ordre 4 (modélisation multidimensionnelle), il nécessite l'utilisation des codes multi-physiques. Cette analyse est devenue un domaine prometteur grâce à la puissance de calcul des ordinateurs actuels. Contrairement aux autres modèles, les résultats obtenus par ce modèle sont fiables et reflètent les observations expérimentales du fait que tous les phénomènes physique produit dans le moteur telle que "la turbulence", ainsi et les pertes mécanique et thermique sont considérés dans les calculs.

III.4.4.3.1 Modèles de premier ordre

La modélisation développée est dite "isotherme". Le moteur est divisé en trois zones, zone chaude, zone froide, et zone de régénération (Figure III.21), ce modèle est basé sur le modèle de Schmidt, qui considère les hypothèses suivantes :

- ✓ Le gaz utilisé est un gaz parfait ;
- ✓ La masse de gaz dans le moteur est constante au cours du cycle ;
- ✓ La pression du fluide dans le moteur est supposée uniforme ;
- ✓ Le fluide de travail est à la température de la source chaude dans l'espace de détente et à la température de la source froide dans l'espace de compression ;
- ✓ La température dans le régénérateur est évaluée par la moyenne logarithmique des températures chaude et froide ;
- ✓ Les mouvements des pistons sont harmonique/sinusoïdal.

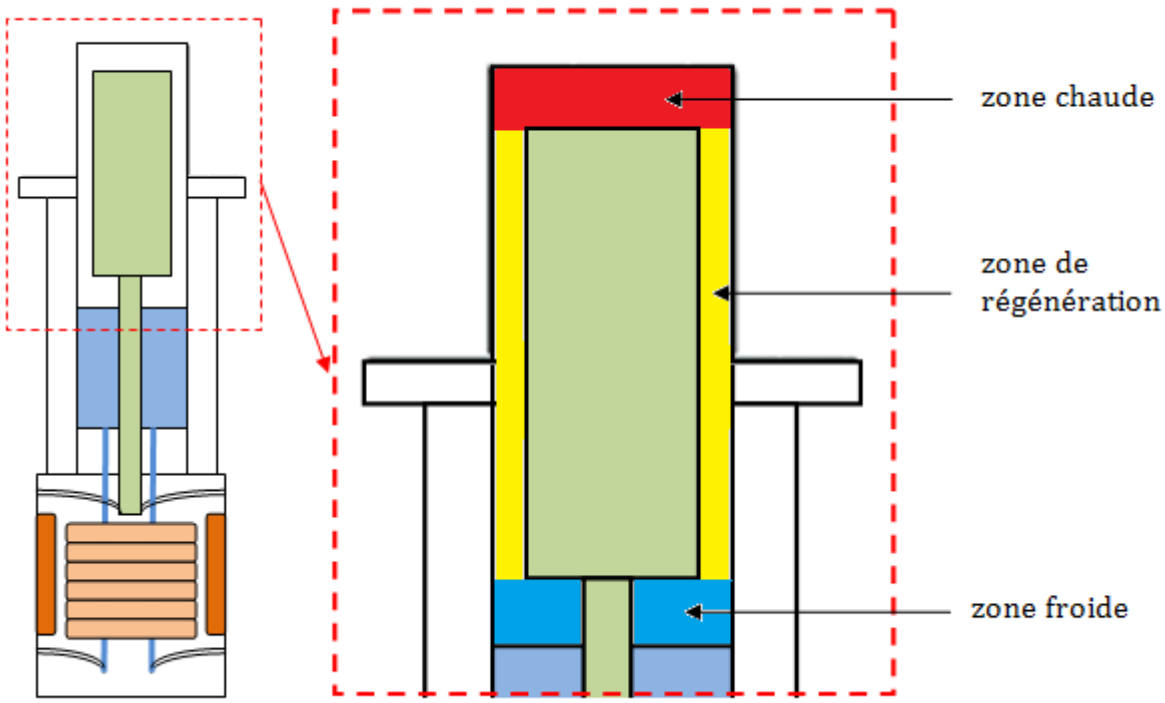


Figure III. 21 : Les trois zones du moteur (chaude, froide et régénération)

Le moteur est schématisé par une enceinte fermée dans laquelle se trouve le piston de travail et le déplaceur connecté avec l'enceinte par des ressorts. Le piston de travail et le déplaceur sont soumis aux forces de gravité, de rappels des ressorts mécanique et de la force de pression (Figure III. 22).

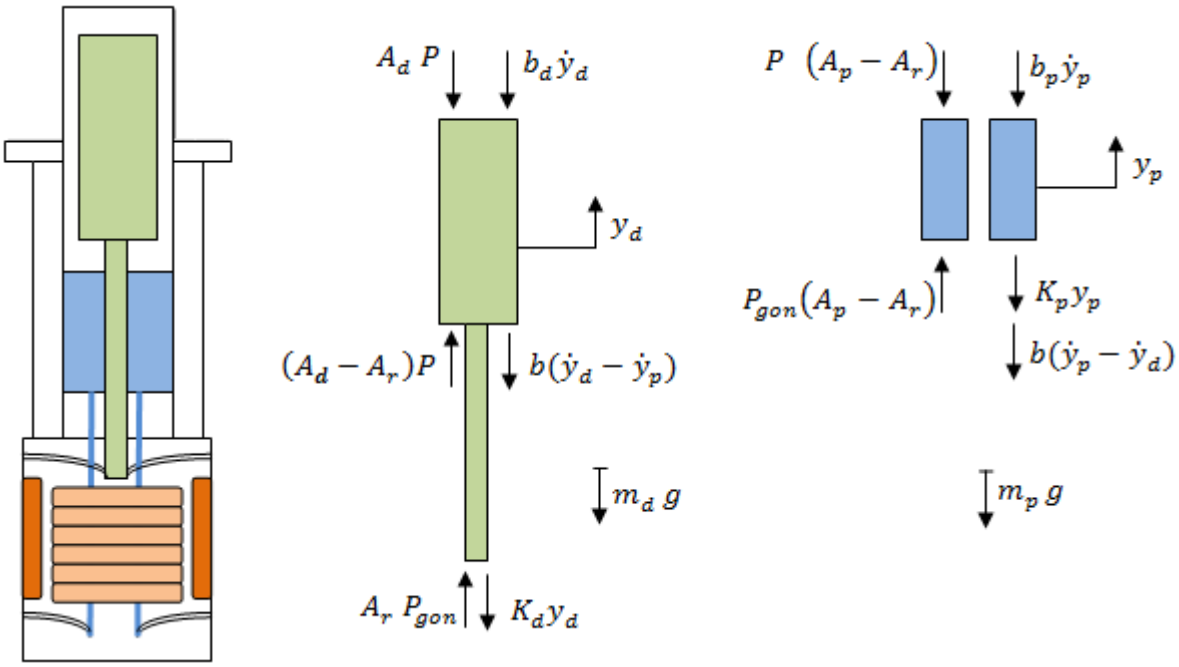


Figure III. 22 : Présentation des forces appliquées sur MSPL -Béta- (modèle de 1er ordre)

En appliquant la 2éme loi de Newton sur le système, on peut obtenir les équations de mouvement suivantes :

$$\boldsymbol{m_p\ddot{y}_p = -(P - P_{gon})(A_p - A_r) - K_p(y_{p0} + y_p) - m_p g - b_p\dot{y}_p - b(\dot{y}_p - \dot{y}_d)} \quad \text{(III. 57)}$$

$$\boldsymbol{m_d\ddot{y}_d = -(P - P_{gon})A_r - K_d(y_{d0} + y_d) - m_d g - b_d\dot{y}_d - b(\dot{y}_d - \dot{y}_p)} \quad \text{(III. 58)}$$

Pour ($P = P_0$) le moteur est en équilibre statique (en repos), les équation (III.57, 58) s'exprime par :

$$m_p g + K_p y_{p0} = (P_{gon} - P_0)(A_p - A_r) \quad \text{(III. 59)}$$

$$\boldsymbol{m_d g + K_d y_{d0} = (P_{gon} - P_0)A_r} \quad \text{(III. 60)}$$

Avec : (y_{p0} et y_{d0}) sont respectivement les positions d'équilibres du piston et du déplaceur. On remplace (III.59) dans (III.57), et (III.60) dans (III.58), on obtient les équations suivantes :

$$\boldsymbol{m_p\ddot{y}_p = -(P - P_{gon})(A_p - A_r) - K_p y_p - b_p\dot{y}_p - b(\dot{y}_p - \dot{y}_d)} \quad \text{(III. 61)}$$

$$\boldsymbol{m_d\ddot{y}_d = -(P - P_{gon})A_r - K_d y_d - b_d\dot{y}_d - b(\dot{y}_d - \dot{y}_p)} \quad \text{(III. 62)}$$

La variation du volume dans la chambre de détente est liée au déplacement du déplaceur, tandis que celle de la chambre de compression liée aux deux déplacements du piston et du déplaceur, soit respectivement :

$$\boldsymbol{V_c = V_{c0} - A_d y_d} \quad \text{(III. 63)}$$

$$\boldsymbol{V_f = V_{f0} - (A_p - A_r)y_p + (A_d - A_r)y_d} \quad \text{(III. 64)}$$

Appliquant l'équation des gaz parfait sur le moteur, la pression instantanée du gaz s'écrit donc :

$$\boldsymbol{P = m_t R \left[\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_f}{T_f} + \frac{V_r}{T_r}\right]^{-1}} \quad \text{(III. 65)}$$

La température du gaz de travail dans le régénérateur est évaluée par la moyenne logarithmique des températures chaude et froide :

$$\boldsymbol{T_r = \frac{(T_c - T_f)}{ln(T_c/T_f)}} \quad \text{(III. 66)}$$

On remplace l'équation (III.63, 64 et 66) dans (III.65), on obtient l'équation suivante :

$$\boldsymbol{P = m_t\, R \left[\frac{V_{c0}}{T_c} + \frac{V_{f0}}{T_f} + \frac{V_r\, ln(T_c/T_f)}{T_c - T_f} - \frac{A_d y_d}{T_c} - \frac{(A_p - A_r)\, y_p}{T_f} + \frac{(A_d - A_r)\, y_d}{T_c}\right]^{-1}} \quad \text{(III. 67)}$$

On peut définir un terme des constantes β avec :

$$\boldsymbol{\beta = \frac{V_{c0}}{T_c} + \frac{V_{f0}}{T_f} + \frac{V_r\, ln(T_c/T_f)}{T_c - T_f}} \quad \text{(III. 68)}$$

On note que à l'état initiale($P = P_{gon},\ y_p = y_d = 0$), l'équation (III.67) devient :

$$\boldsymbol{P_{gon} = \frac{m_t\, R}{\beta}} \quad \text{(III. 69)}$$

On remplace l'équation (III.68) et (III.69) dans (III.67), l'expression de la pression instantanée du gaz s'écrit donc :

$$\boldsymbol{P = P_{gon}[\ 1\ +\ \gamma]^{-1}} \quad \text{(III. 70)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{\gamma = \left(-\frac{A_d y_d}{I\ T_e} - \frac{(A_p - A_r)\, y_p}{I\ T_c} + \frac{(A_d - A_r)\, y_d}{I\ T_e}\right)} \quad \text{(III. 71)}$$

Dans l'équation (III.71), les numérateurs sont très petits par rapport ~~les~~ aux dénominateurs, ce qui rend la valeur de (γ) très petite, donc :

$$\boldsymbol{[1\ +\ \gamma]^{-1}\ \approx\ [1 - \gamma]} \quad \text{(III. 72)}$$

$$\boldsymbol{P = P_{init}[\ 1 - \gamma] =\ P_{gon} + \frac{P_{gon} A_d y_d}{I\ T_e} + \frac{P_{gon}(A_p - A_r)\, y_p}{I\ T_c} - \frac{P_{gon}(A_d - A_r)\, y_d}{I\ T_e}} \quad \text{(III. 73)}$$

On peut définir le système d'équations qui définissent le mouvement du moteur comme suit :

$$\boldsymbol{y_1 = y_p\,,\quad y_2 = \dot{y}_p\,,\quad y_3 = y_d\,,\ y_4 = \dot{y}_d\,,\ y_5 = P - P_{gon}} \quad \text{(III. 74)}$$

Ce système peut s'écrire aussi sous la forme suivante :

$$\boldsymbol{\dot{y}_1 = y_2\,,\ \dot{y}_2 = \ddot{y}_p\,,\ \dot{y}_3 = y_4\,,\ \dot{y}_4 = \ddot{y}_d\,,\quad \dot{y}_5 = \dot{P}} \quad \text{(III. 75)}$$

Le système algébrique à résoudre s'exprime comme suit :

$$\begin{pmatrix}\dot{y}_1\\ \dot{y}_2\\ \dot{y}_3\\ \dot{y}_4\\ \dot{y}_5\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-K_p}{m_p} & \frac{-(b_p+b)}{m_p} & 0 & \frac{b}{m_p} & \frac{-(A_p-A_r)}{m_p} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{b}{m_d} & \frac{-K_d}{m_d} & \frac{-(b_d+b)}{m_d} & \frac{-A_r}{m_d} \\ 0 & \frac{P_{gon}(A_p-A_r)}{T_c S} & 0 & \frac{P_{gon} A_d}{T_e S} - \frac{P_{gon}(A_d-A_r)}{T_e S} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_1\\ y_2\\ y_3\\ y_4\\ y_5 \end{pmatrix} \quad \text{(III. 76)}$$

III.4.4.3.2 Modèles de deuxième ordre

A/ Modèle de Martinez Saturno

Dans ce modèle, *Martinez Saturno* [146] a supposé que l'effet d'amortissement entre le déplaceur et le piston b_{dp} n'affecte pas le comportement dynamique du moteur. L'une des améliorations dans ce modèle est que l'hypothèse de pression uniforme n'a pas été considérée. Le diagramme des forces est représenté sur la Figure (III.23).

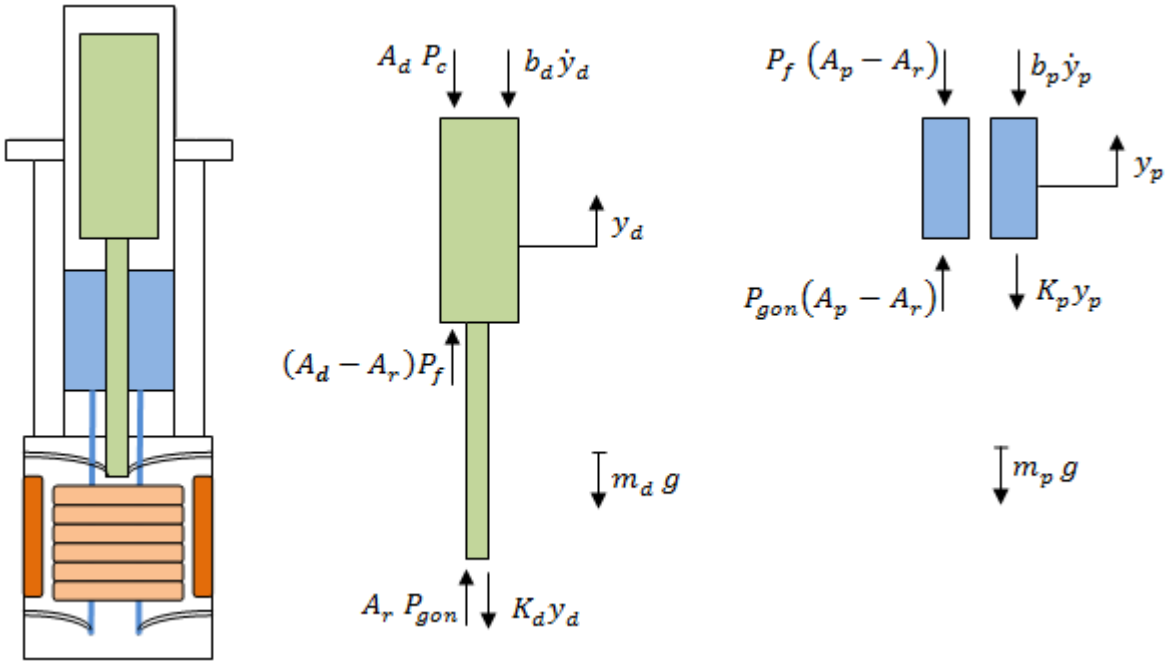


Figure III. 23 : Présentation des forces appliqué sur MSPL -Béta- (modèle de 2eme ordre de Martinez Saturno)

Le bilan global des forces fournit le système d'équations différentielles couplées suivantes :

$$m_p \ddot{y}_p = -(P_f - P_{gon})(A_p - A_r) - K_p y_p - b_p \dot{y}_p \quad \text{(III. 77)}$$

$$m_d \ddot{y}_d = -(P_f - P_{gon}) A_r - K_d y_d - b_d \dot{y}_d - A_d (P_c - P_f) \quad \text{(III. 78)}$$

La masse d'air m_t enfermée dans le moteur est la somme des masses contenues dans la chambre de compression et de détente :

$$\boldsymbol{m_t = m_f + m_c} \quad \text{(III. 79)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{m_f = \frac{P_f}{R}\left(\frac{V_f}{T_f}\right)} \quad \text{(III. 80)}$$

$$\boldsymbol{m_c = \frac{P_c}{R}\left(\frac{V_c}{T_c}\right)} \quad \text{(III. 81)}$$

La variation de volume dans les chambres de compression et de détente est donnée comme suit :

$$\boldsymbol{V_c = V_{c0} - A_d y_d} \quad \text{(III. 82)}$$

$$\boldsymbol{V_f = V_{f0} - (A_p - A_r) y_p + (A_d - A_r) y_d} \quad \text{(III. 83)}$$

Après dérivation des équations (III.79, 82, 83), on obtient :

$$\boldsymbol{\dot{m}_f = -\dot{m}_c} \quad \text{(III. 84)}$$

$$\boldsymbol{\dot{V}_c = -A_d \dot{y}_d} \quad \text{(III. 85)}$$

$$\boldsymbol{\dot{V}_f = -(A_p - A_r)\,\dot{y}_p + (A_d - A_r)\,\dot{y}_d} \quad \text{(III. 86)}$$

Le débit massique dans l'espace annulaire entre le déplaceur et le cylindre-déplaceur (représenté dans la Figure III.23) peut être donné par :

$$\boldsymbol{\dot{m}_c = \frac{\pi D}{2R\widetilde{T}}(P_c + P_f)\left(\Gamma \dot{y}_d - \frac{2\Gamma^3}{3\mu H_d}(P_c - P_f)\right)} \quad \text{(III. 87)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{\widetilde{T} = (T_c + T_f)/2} \quad \text{(III. 88)}$$

Il faut noter que cette expression n'est applicable que pour :

$$\boldsymbol{\Gamma < \sqrt{\frac{v}{2\omega}}} \quad \text{(III. 89)}$$

Avec

$$\boldsymbol{\Gamma = \frac{D_p - D_d}{2}} \quad \text{(III. 90)}$$

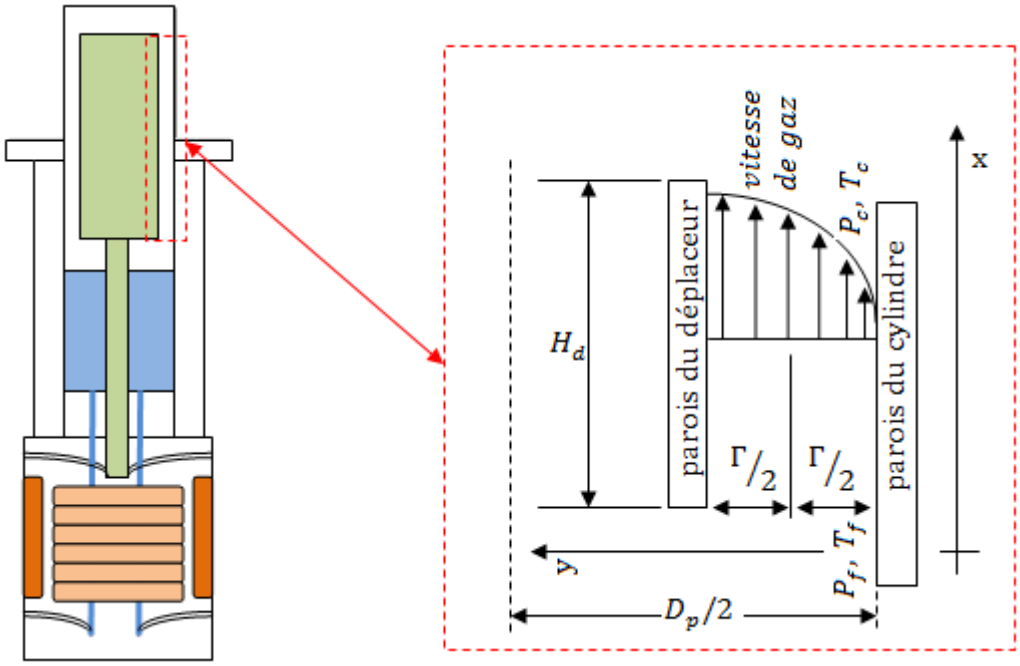


Figure III. 24 : Représentation de passage du gaz de travail dans l'espace annulaire (entre cylindre et le déplaceur)

En dérivant l'équation des gaz parfait dans la chambre de compression et de détente, on obtient :

$$\boldsymbol{m_c R T_c = P_c V_c} \quad \text{(III. 91)}$$

$$\boldsymbol{\dot{P}_c V_c + P_c \dot{V}_c = \dot{m}_c R T_c} \quad \text{(III. 92)}$$

$$\boldsymbol{m_f R T_f = P_f V_f} \quad \text{(III. 93)}$$

$$\boldsymbol{\dot{P}_f V_f + P_f \dot{V}_f = \dot{m}_f R T_f = \dot{m}_c R T_f} \quad \text{(III. 94)}$$

En remplaçant les équations (III.80, 83 et 86) dans (III.92), et (III.81, 82 et 85) dans (III.94), on obtient :

$$\boldsymbol{\dot{P}_c = \frac{\frac{\pi D_p T_c \Gamma}{2\bar{T}}(P_f + P_c)\left(\Gamma \dot{y}_d - \frac{2c^3}{3\mu H_d}(P_f - P_c)\right) + A_d P_c \dot{y}_d}{V_{c0} - A_d y_d}} \quad \text{(III. 95)}$$

$$\boldsymbol{\dot{P}_f = \frac{\frac{\pi D_p T_f \Gamma}{2\bar{T}}(P_f + P_c)\left(\Gamma \dot{y}_d - \frac{2c^3}{3\mu H_d}(P_f - P_c)\right) - P_f(A_d \dot{y}_d - A_r \dot{y}_d - A_p \dot{y}_p)}{V_{f0} - (A_d - A_r) y_d - (A_p - A_r) y_p}} \quad \text{(III. 96)}$$

On peut définir le système d'équations du mouvement du moteur comme suit :

$$\boldsymbol{y_1 = y_p\,,\quad y_2 = \dot{y}_p\,,\quad y_3 = y_d\,,\quad y_4 = \dot{y}_d\,,\quad y_5 = P_c - P_f\,,\quad y_6 = P_f - P_0} \quad \text{(III. 97)}$$

Ce système peut être aussi transformé sous la forme suivante :

$$\boldsymbol{y_2 = \ddot{y}_p\,, \dot{y}_4 = \ddot{y}_d\,, \dot{y}_5 = \dot{P}_c - \dot{P}_f\,, \dot{y}_6 = \dot{P}_f} \quad \text{(III. 98)}$$

$$\boldsymbol{Avec:\ P_f = P_0 + y_6\ ,\ P_c = y_5 + y_6 + P_0} \quad \text{(III. 99)}$$

Le système algébrique à résoudre s'exprime comme suit :

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2 \\ \dot{y}_2 = \dfrac{K_p}{m_p} y_1 - \dfrac{b_p}{m_p} y_2 + \dfrac{(A_p - A_r)}{m_p} y_6 \\ \dot{y}_3 = y_4 \\ \boldsymbol{\dot{y}_4 = \frac{K_d}{m_d} y_3 - \frac{b_d}{m_d} y_4 + \frac{A_d}{m_d} y_5 + \frac{A_r}{m_d} y_6} \\ \dot{y}_5 = \dfrac{\xi_1 T_c (y_5 + 2y_6 + 2P_0)(cy_4 - \xi_2 y_5) + A_d y_4 (y_5 + y_6 + P_0)}{V_{c0} - A_d y_3} \\ \qquad + \dfrac{\xi_1 T_f (y_5 + 2y_6 + 2P_0)(cy_4 - \xi_2 y_5) + (y_6 + P_0)(A_d y_4 - (A_p - A_r) y_2 - A_r y_4)}{V_{f0} - (A_d - A_r) y_3 - (A_p - A_r) y_1} \\ \dot{y}_6 = \dfrac{-\xi_1 T_f (y_5 + 2y_6 + 2P_0)(cy_4 - \xi_2 y_5) + (y_6 + P_0)(A_d y_4 - (A_p - A_r) y_2 - A_r y_4)}{V_{f0} - (A_d - A_r) y_3 - (A_p - A_r) y_1} \end{cases} \quad \text{(III. 100)}$$

Avec :

$$\boldsymbol{\xi_1 = \frac{\pi D_p}{2\bar{T}} \quad et \quad \xi_2 = \frac{2c^3}{3\mu H_d}} \quad \text{(III. 101)}$$

B/ Modèle de S. H. Zare

*En2016, S. H. Zare*a a développé deux modèles "Cinquième et sixième ordre" [147]. En fait, ces deux modèles sont en réalité du deuxième ordre mais avec une amélioration à propos de la méthode de résolution du système différentielle où il a utilisé la méthode "*Optimisation par colonie de fourmis*" (ACO). Dans le modèle du Cinquième ordre, *S. H. Zare*a a pris en compte le coefficient de transfert de chaleur entre les parois et le gaz de travail, alors que dans le modèle du Sixième ordre les pertes de charge entre les deux chambres ont été prise en considération, ce qui veut dire que la pression instantanée dans les chambres de compression est différente de celle de la chambre de détente. Les résultats montrent que l'effet de la chute de pression sur les emplacements des pôles n'est pas importante, alors que le coefficient de transfert de chaleur a un effet considérable sur les déplacements et les vitesses du piston et du déplaceur, c'est pour cette raison que nous allons nous intéresser uniquement au développement du modèle du Cinquième ordre. Les équations dynamiques du mouvement sont basées sur le diagramme des forces présentée sur la Figure (III.24).

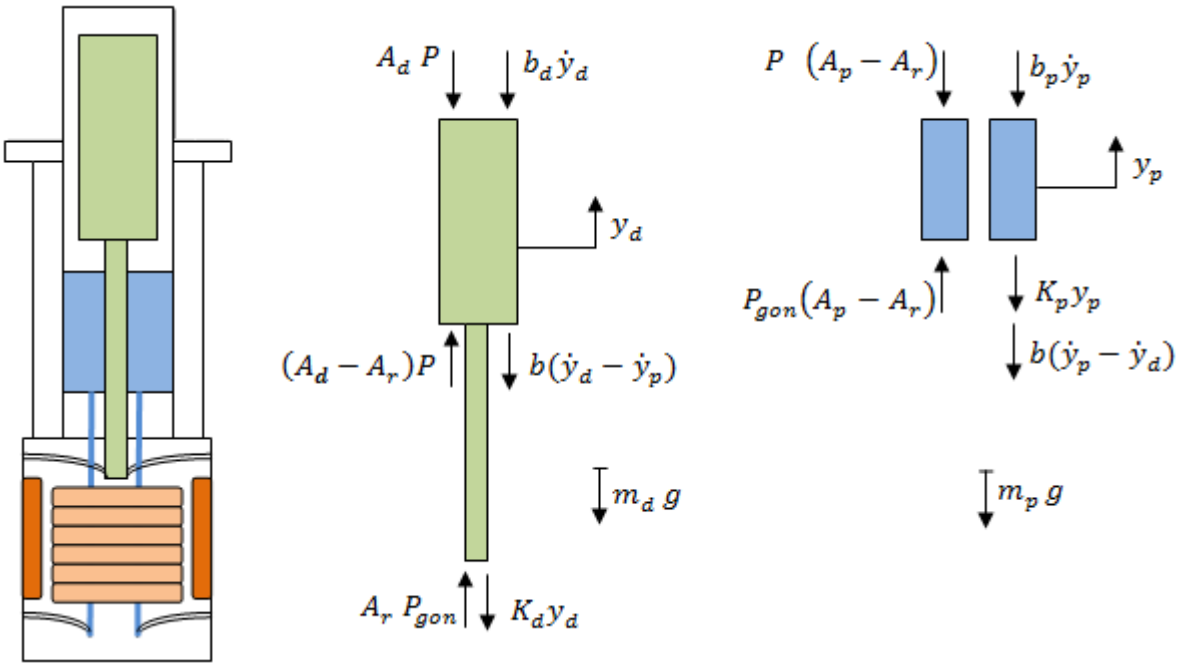


Figure III. 25 : Représentation des forces appliquée sur MSPL -Béta- (modèle de 2eme ordre de S.H. Zare)

Cette modélisation est basée sur trois équations fondamentales, y compris les équations de mouvement (III.102, 103), et l'équation qui réagisse la variation de la pression instantanée du gaz de travail (équation III.104).

$$\boldsymbol{m_p\ddot{y}_p + b(\dot{y}_p - \dot{y}_d) + b_p\dot{y}_p + K_p y_p = -(P - P_0)(A_p - A_r)} \quad \text{(III. 102)}$$

$$\boldsymbol{m_d\ddot{y}_d + b(\dot{y}_d - \dot{y}_p) + b_d\dot{y}_d + K_d y_d = -(P - P_0)A_r} \quad \text{(III. 103)}$$

$$\boldsymbol{\dot{P} = \frac{(\Upsilon-1)\left(h_c A_c(T_c - T) + h_f A_f(T_f - T) + h_{conv}(T_{cyl} - T)\right) + \Upsilon P((A - A_r)\dot{y}_p + A_r\dot{y}_d)}{V_{c0} + V_{f0} - (A - A_r)y_p - A_p y_d}} \quad \text{(III. 104)}$$

Pour transformer ces équations à un système algébrique, il faut tout d'abord mètre réarranger l'équation (III.104) sous forme linéaire comme suit :

$$\boldsymbol{\dot{P} = c_1(y_p - y_{p0}) + c_2(y_d - y_{d0}) + c_3(\dot{y}_p - \dot{y}_{p0}) + c_4(\dot{y}_d - \dot{y}_{d0}) + c_5(P - P_0)} \quad \text{(III. 105)}$$

Le système algébrique final est présenté en détail dans [147]. Il s'exprime comme suit :

$$\begin{pmatrix} \dot{y}_d \\ \ddot{y}_d \\ \dot{y}_p \\ \ddot{y}_p \\ \dot{P} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-K_d}{m_d} & \frac{-(b_p+b)}{m_d} & 0 & \frac{b}{m_d} & \frac{A_r}{m_d} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{b}{m_p} & \frac{-K_d}{m_p} & \frac{-(b_p+b)}{m_p} & \frac{A_p - A_r}{m_p} \\ a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_d \\ \dot{y}_d \\ y_p \\ \dot{y}_p \\ P \end{pmatrix} \quad \text{(III. 106)}$$

III.4.4.3.3 Modèle de quatrième ordre (CFD)

Dans les moteurs Stirling à piston libre, la position instantanée du piston et du déplaceur est décrite par les forces de gravité, de rappel du ressort et du forces de pression, ainsi que les forces de frottement (visqueux et sec). Les paramètres qui entrent en jeu pour évaluer les forces de pression et de frottement visqueux sont déterminés en chaque point de l'espace et à chaque instant à l'aide des équations de Navier-Stokes cité dans [33]. Pour cette modélisation, le logiciel multi-physiques CFD (Computational Fluid Dynamic), ANSYS FLUENT 15, a été utilisé pour résoudre les équations de base qui décrit le processus de travail du moteur Stirling. Ce logiciel est basé sur la méthode des éléments-finis.

III.4.4.3.3.1 Géométrie et maillage

La géométrie étudiée du moteur est simplifiée à un modèle axisymétrique afin de diminuer le temps de calcul. Il a fallu donc de dessiner une géométrie 2D et définir l'axe de symétrie comme étant un axe de rotation. Dans ces conditions, Fluent génère alors un calcul basé sur un volume de révolution.

Le domaine "gaz de travail" pris en compte est de forme rectangulaire, et pour avoir des bons résultats, un maillage structuré dense est utilisé dans tous les régions du moteur. Ce dernier est raffiné progressivement en s'approchant des parois pour former un maillage de type couche limite. La Figure (III. 25) représente la topologie du maillage choisi.

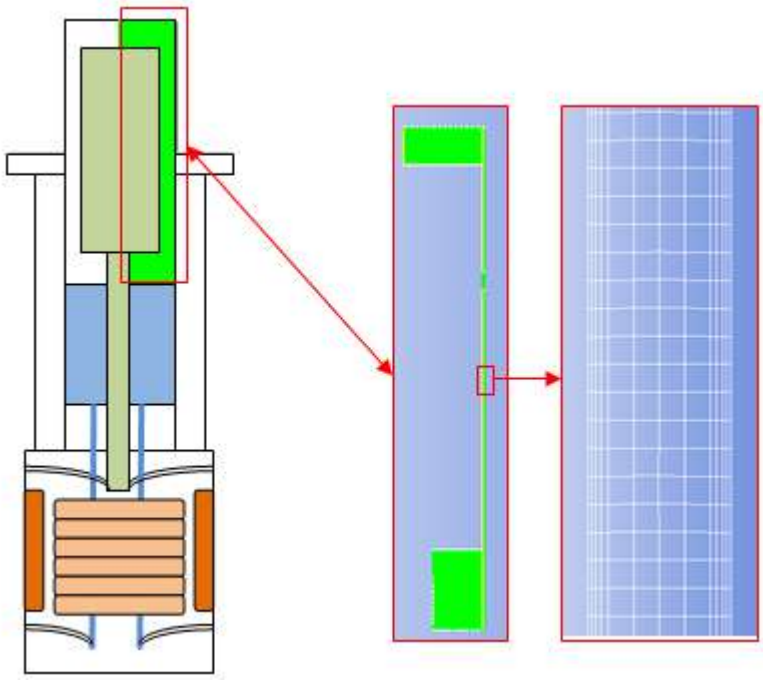


Figure III. 26 : Présentation du domaine de calcul et le maillage choisi

Étant donné que le mouvement du piston et du déplaceur est alternatif, le modèle de maillage dynamique a été appliqué. Il existe deux techniques de maillage dynamique couramment utilisées: l'une consiste à ajouter ou supprimer des cellules pour modifier le volume du domaine de calcul et l'autre à modifier directement la géométrie des cellules afin de développer ou de compresser

leurs volumes [150]. Dans cette étude, la première technique « Dynamic Layering Method » a été adoptée.

La mise en mouvement naturelle du piston et du déplaceur sous l'effet du changement de pression de gaz de travail et des autres forces se réalise via l'utilisation des fichiers UDF (User Define Function), nommées 6DOF (Six Degrees Of Freedom) programmées en langage C, tout en introduisant les équations de mouvement. Cette technique permet de résoudre les problèmes d'interaction fluide-structure [133] et de déterminer avec précision les positions instantanés du piston et du déplaceur.

III.4.4.3.3.2 Procédures numérique

Dans ce modèle, Le nombre de cellules dans le domaine de calcul est variable, il dépend de la position instantanée du piston et du déplaceur. Le mouvement de ces deux dernies est représenté par des composantes de vitesse (u et v) . Cependant, la composante v est nulle du fait que les mouvements du piston et du déplaceur sont dans la direction x (direction verticale).

Dans une telle simulation, un problème important consiste à simuler le flux compressible à l'intérieur du moteur. L'équation de correction de pression doit être modifiée pour tenir compte de la densité variable dans les écoulements compressibles. Le schéma de couplage pression-densité est employé ici pour résoudre ce problème. En outre, l'espace annulaire étroit entre le déplaceur et la paroi intérieur du moteur, ainsi que la haute fréquence du moteur, permet au gaz de travail de déplacer à une grande vitesse entre les deux chambres (compression et détente) ce qui rend l'utilisation du modèle($k-\varepsilon$) indispensable. Il faut noter que ce modèle est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé [151]. Ce modèle a été recommandé aussi par *Mahkamov* [29].

Le gaz de travail utilisé est supposé parfait. En raison de la variation forte de la température à l'intérieur du moteur entre la source chaude et froide, la conductivité thermique (éq III.54), la viscosité dynamique et la chaleur spécifique sont exprimées en fonction de la température.

$$\boldsymbol{\mu = 8.8848\ 10^{-15}\ T^3 - 3.2398\ 10^{-11} T^2 + 6.2657\ 10^{-08}\ T + 2.3543\ 10^{-6}} \qquad \text{(III. 107)}$$

$$\boldsymbol{C_p = 1.9327\ 10^{-10}\ T^4 - 7.9999\ 10^{-7} T^3 + 1.1407\ 10^{-3}\ T^2 + 4.489\ 10^{-1} T + 1.0575\ 10^{3}} \qquad \text{(III. 108)}$$

Il faut noter que tous les surfaces du moteur sont supposées adiabatiques, sauf celles de la source chaude et froide. Pour une bonne précision, nous avons choisi un pas de temps suffisamment petit de l'ordre de 10^{-5}s.

III.5 Rendement de l'installation

Etant donnée que le système hybride est composé d'une chaine de conversion d'énergie il est commode de définir les différents rendements afin d'évaluer les performances de l'installation et de ses composants :

- Rendement du concentrateur parabolique : Il inclut les pertes par réflexion et par débordement de la tâche focale au niveau de la surface du récepteur (circulaire + cylindrique).

$$\boldsymbol{\eta_{con}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{réc}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{con}}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{réc-cyl}} + \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{réc-cir}}}{\boldsymbol{A_{con}DNI}} \quad \text{(III. 109)}$$

- Rendement du bruleur : Il représente le rapport de la puissance utile fournée au récepteur et la puissance produite par la combustion du biogaz.

$$\boldsymbol{\eta_{bru}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{bru}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{comb}}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{bru}}}{\boldsymbol{q_{v-biogaz}PCI}} \quad \text{(III. 110)}$$

Avec $q_{v-biogaz}$ désigne le débit volumique du biogaz et PCI (pouvoir calorifique inférieur) est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète du combustible lorsque l'eau produite par cette combustion reste à l'état vapeur [152]. Le PCI du biogaz est proportionnel à sa teneur en méthane, par exemple pour un biogaz à 70% de méthane à la pression atmosphérique et à la température normale, le PCI est égal à 9,42 × 0,7 = 6,59 kWh/m^3 [153]. On peut calculer la puissance dégagée par la combustion en multipliant le PCI du biogaz par son débit volumique.

- Rendement du récepteur : Il peut être calculé en fonction de la perte thermique totale de l'énergie thermique reçue par le récepteur par rayonnement et par convection naturelle et forcée. On suppose que le bruleur enveloppe parfaitement le récepteur dans la position 0, ce qui veut dire que toute l'énergie produite dans le bruleur sera transférée au gaz de travail sans aucune perte (ni par convection, ni par rayonnement).

$$\begin{cases} \boldsymbol{\eta_{réc}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{c}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{bru}}} = \boldsymbol{1} & (\boldsymbol{Position\ 0}) \\ \boldsymbol{\eta_{réc}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{c}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{réc-cir}} + \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{bru}}} & (\boldsymbol{Position\ 1}) \\ \boldsymbol{\eta_{réc}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{c}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{réc}}} & (\boldsymbol{Position\ 2, 3\ et\ 4}) \end{cases} \quad \text{(III. 111)}$$

- Rendement du moteur Stirling : Il représente la part de la puissance fournie au fluide de travail qui est convertie en travail mécanique.

$$\boldsymbol{\eta_{ms}} = \frac{\dot{\boldsymbol{W}}_{\boldsymbol{méc}}}{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{c}}} = \frac{\boldsymbol{Q_c - Q_f}}{\boldsymbol{Q_c}} \quad \text{(III. 112)}$$

On peut calculer les valeurs de Q_c et Q_f par intégration numérique du cycle de Clapeyron obtenu par les simulations numérique du moteur Stirling.

- Rendement de l'alternateur électrique. Dans le présent travail, le rendement de l'alternateur électrique (η_{alt}) est supposé constant et égale à 0.93 (93%) indépendamment du régime du moteur Stirling. Les pertes d'efficacité ne seront prises en compte que pour l'alternateur. Les pertes de câbles, de la pompe à eau qui assure l'alimentation de la source froide et de l'échangeur de chaleur au niveau de récepteur etc. ne sont pas prises en considération.

$$\boldsymbol{\eta_{alt}} = \frac{\dot{\boldsymbol{W}}_{\boldsymbol{éle.p}}}{\dot{\boldsymbol{W}}_{\boldsymbol{méc}}} \quad \text{(III. 113)}$$

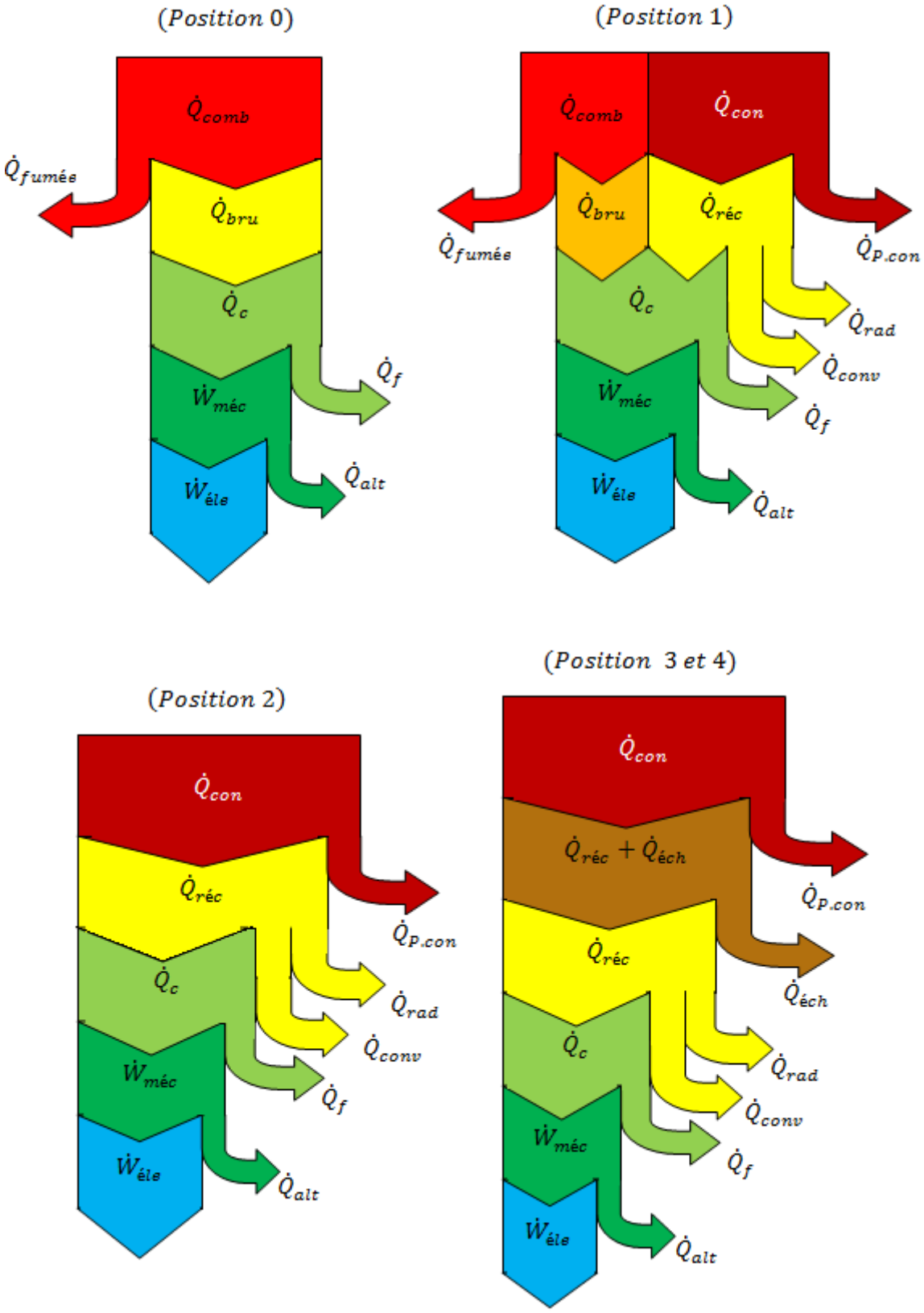


Figure III. 27 :Le sens de transfert d'énergie pour les cinq positions possibles du "R-M-A"

Le rendement total de l'installation dépend de la position de l'ensemble "R-M-A". La Figure (III.26) présente le sens de transfert d'énergie pour les cinq positions possibles. Ce rendement égale au produit du rendement du concentrateur (η_{con}), de bruleur (η_{bru}) de récepteur ($\eta_{réc}$), de moteur Stirling (η_{ms}) et de l'alternateur électrique (η_{alt}) comme suit :

$$\boldsymbol{\eta_{tot} = \eta_{con} * \eta_{bru} * \eta_{réc} * \eta_{ms} * \eta_{alt}} \quad \text{(III. 114)}$$

On note que $(\eta_{bru} = 1)$ pour les positions 2, 3 et 4. Tandis que $(\eta_{con} = \eta_{réc} = 1)$ pour la position0 en tenant compte de la parfaite isolation thermique de la partie circulaire du récepteur.

Chapitre IV :

Résultats et discussions

VI.1 Application et Validation de la méthode d'analyse du Moteur Stirling

Afin de valider la fiabilité des modèles développés dans la section précédente, les modèle ont été testés sur deux moteurs Stirling de même type (MSPL-Béta) caractérisés par des paramètres de conception différentes. Les caractéristiques dimensionnelles des deux moteurs y compris les conditions initiales et les conditions aux limites sont présentés dans le Tableau (IV.1). Ces données ont été introduits dans les modèles pour obtenir les résultats dans les mêmes conditions que les essais expérimentaux.

Tableau IV.1 : Caractéristiques géométriques et physiques des deux moteurs (Sunpower B-I0-B et SUTech-SR-1)

Les paramètres	Moteur 1 "Sunpower B-I0-B"[146]	Moteur 2 "SUTech-SR-1"[147, 148]
A_p	1.01 x10^{-3}	9.6 x10^{-4}
A_d	9.0792 x10^{-4}	8.55 x10^{-4}
A_r	1.26677 x10^{-4}	1.26 x10^{-4}
m_p	0.5295	0.517
m_d	0.0867	0.08
V_{c0}	8.567 x10^{-6}	1.91 x10^{-5}
V_{f0}	16.036 x10^{-6}	1.92 x10^{-5}
P_{gon}	101325	101325
T_c	600	603
T_f	300	297

Le premier moteur est le "Sunpower B-I0-B" de NASA (FigureIV.1 -a-). Ce moteur pèse moins d'un kilogramme et produit une puissance d'environ 1 Watt [154]. Il a été testé expérimentalement par *J. G. Martinez Saturno*, l'objectif principal était de déterminer la fréquence de fonctionnement et de détecter les modifications de l'amplitude du mouvement du piston en fonction de l'écart de température [146]. Malheureusement, ces données expérimentales ne nous ont pas servi à grand-chose du fait que dans notre étude nous voulons d'écrire le comportement réel du moteur y compris les déplacements instantanés du piston et du déplaceur, ainsi que la variation de pression en fonction de ces déplacements pour finalement tracer le cycle P-V du moteur. Cependant, l'absence des tels résultats dans la littérature nous a obligé d'appliquer seulement le modèle du 4ème ordre sur ce moteur juste pour tester la statique du moteur. D'autres résultats ont obtenu pour tester la statique du moteur basés sur la résolution numérique du système d'équations non linéaire par méthode itérative définie par l'équations (III.57, 58).

Le deuxième moteur est le "SUTech-SR-1" (Figure IV.1-b-). Ce moteur a été conçu et développé à l'Université de technologie de Shiraz en Iran [148]. *ShahryarZare* et *AliRezaTavakolpour-Saleh* ont testé ce prototype dans des conditions réel de fonctionnement en présentant tous les paramètres dimensionnels et les conditions initiales et limites utilisé lors de l'expérience. La description

complète du dispositif expérimental et les essais réalisés sont présentés en détail dans [29, 147, 149, 155-157]. Leurs résultats nous ont permet non seulement de valider le comportement dynamique du modèle du 4ème ordre, mais également de vérifier la précision des modèles du 1 et 2 ordres présentés dans le chapitre précédant.

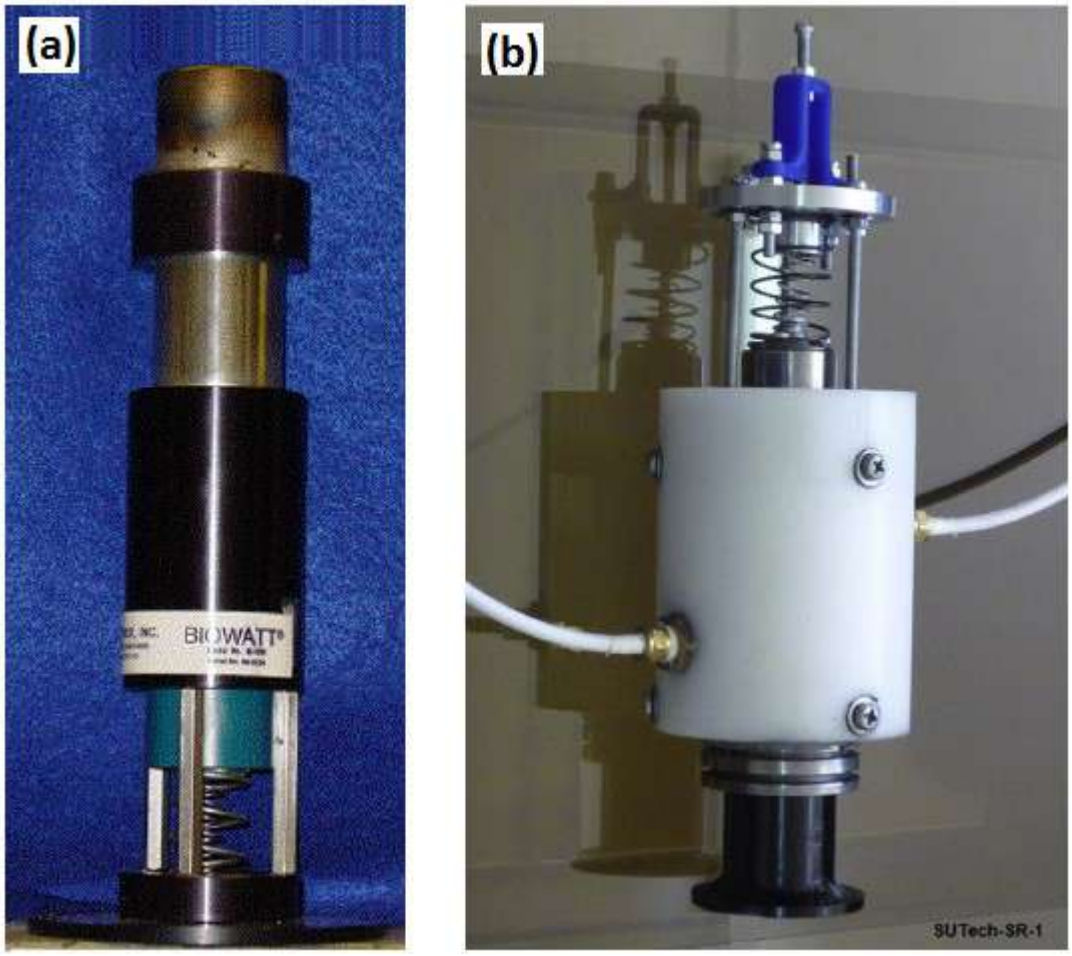


Figure IV. 1 : Moteurs Stirling a piston libre (a : Sunpower B-I0-B, b : SUTech-SR-1)

IV.1.1 Application des modèles sur le 1er moteur "B-I0-B"

Le comportement réel du moteur a été simulé dans deux états de fonctionnement (statique et dynamique) :

IV.1.1.1 Etat Statique du moteur

La température du gaz de travail est constante dans toutes les régions du moteur est supposé égale à celle de la température ambiante. Les Figures (IV.2, IV.3) montrent successivement le mouvement amorti du piston et du déplaceur de l'état initial ($t = 0,\ y_p = y_d = 0\ \&\ P = P_{gon}$) à l'état final (d'équilibre statique) sous l'effet de leurs masses (force de gravité). Le déplacement du piston vers une position plus base crée une dépression dans les chambres du moteurs (Figure IV.4). La nouvelle valeur de pression devrait assurer l'équilibre.

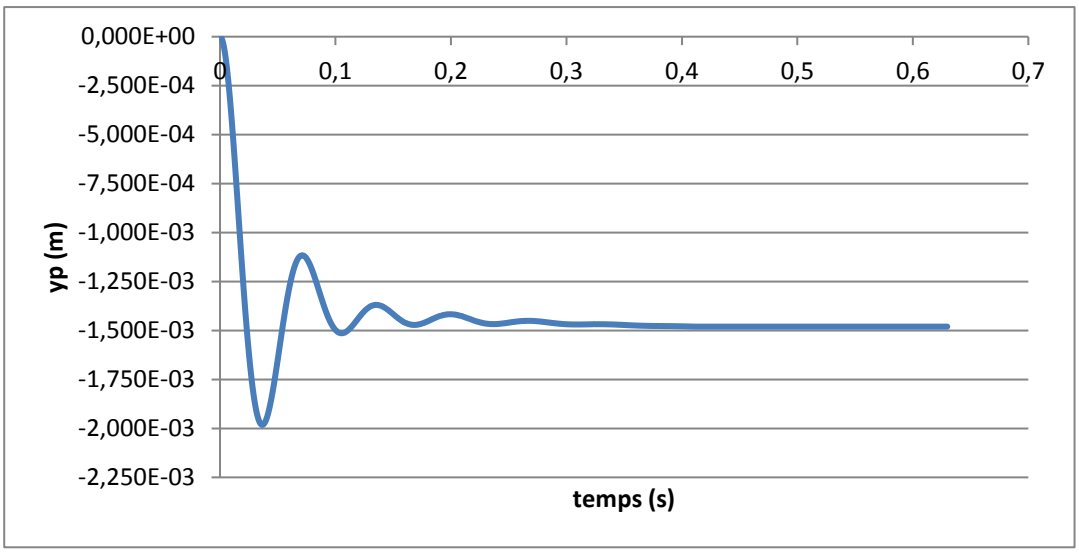


Figure IV. 2 : Position instantané du piston (Etat statique)

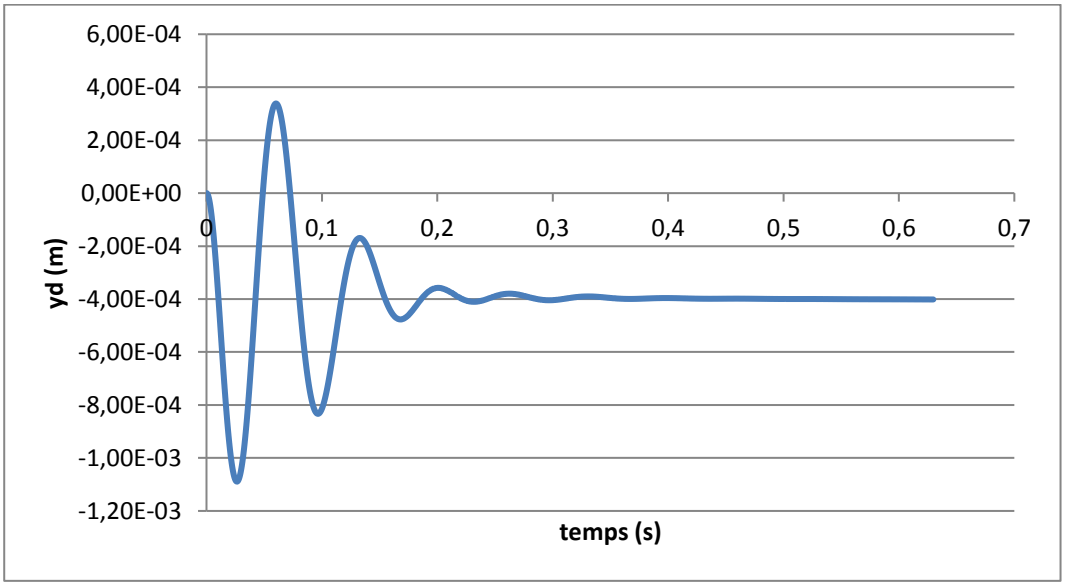


Figure IV. 3 : Position instantanée du déplaceur (Etat statique)

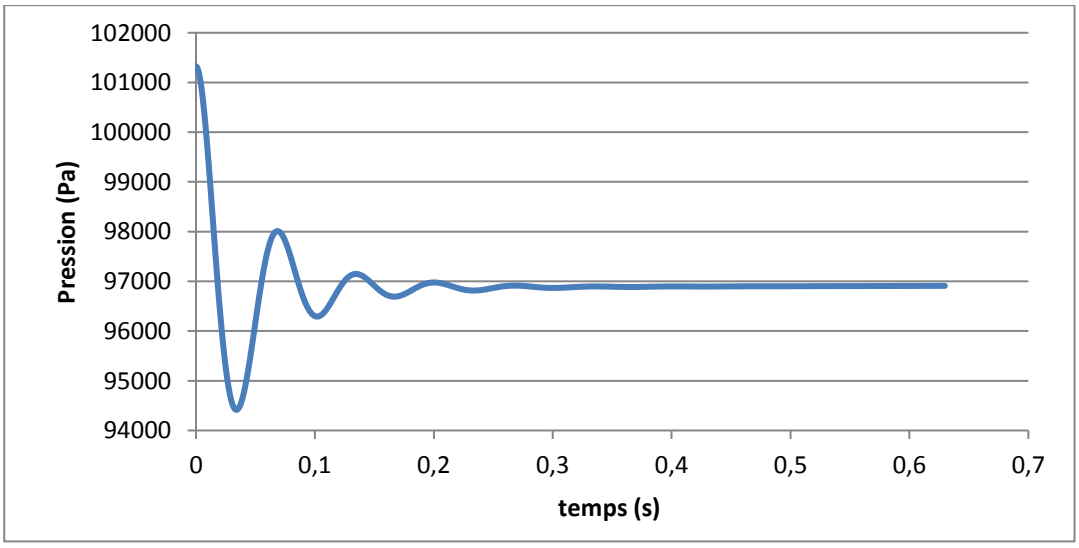


Figure IV. 4 : L'évolution instantanée de la pression du gaz de travail (Etat statique)

Les résultats obtenus par la modélisation du 4ème ordre sont comparées avec ceux trouvé par *J. G. Martinez Saturno* [146], et ceux obtenus par la résolution numérique du système d'équation non linéaire. Un accord acceptable est obtenu.

Tableau IV.2 : Validation des résultats de l'état statique

Paramètres	Résultats de simulation	Résultats mathématiques	Résultats expérimentales [146]
$P_0 \ (Pa)$	96908,5703	96937	/
$y_{p0} \ (m)$	-0.00148	-0.0015	-0.0013
$y_{d0} \ (m)$	-4,01e^{-04}	-4.09e^{-04}	-5.3e^{-04}

IV.1.1.2 Etat dynamique du moteur

Le passage de l'état Statique (l'équilibre) à l'état Dynamique (mouvement) peut se faire par deux méthodes :

IV.1.1.2.1 Auto-démarrage

Ce type de moteur Stirling est très sensible. Dès qu'il soit en contact avec la source chaude, ses éléments mobile (Piston de travail et le déplaceur) commence à se déplacer progressivement [158]. Au début, le transfert de chaleur entre le gaz de travail et les parois chaudes du moteur ne se fait que par convection libre en raison de l'immobilité du piston et du déplaceur. Ce phénomène génère une légère augmentation de la température et de la pression à l'intérieur de la chambre d'expansion (FigureIV.5) entraînant ainsi une légère variation de forces. La fonction UDF 6DOF permet de calculer en fonction de la résultante des forces les nouvelles positions instantanées du piston et du déplaceur. Des faibles oscillations de même fréquence apparaissent (FigureIV.6 et 7). Au fur et à mesure que l'amplitude augmente une quantité de plus de gaz de travail récupère de l'énergie calorifique de la paroi chaude du moteur qui entraine l'augmentation progressive de la vitesse linéaire (Figure IV.8) et ce jusqu'au les oscillations atteignent leurs maximums en termes d'amplitude et de vitesse. Finalement le système se stabilise à la 5ème seconde. On peut également observer que la pression et les déplacements instantanés de l'état dynamique oscillent autour des nouvelles positions d'équilibre différemment que dans le cas de l'état statique.

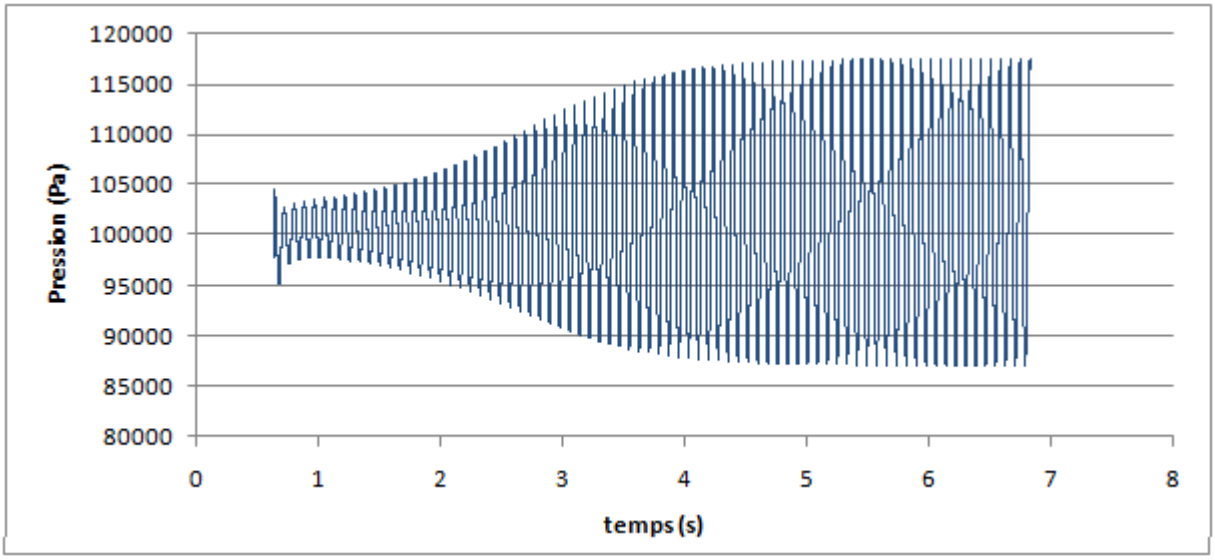


Figure IV. 5 : L'évolution instantané de la pression du gaz de travail (Etat dynamique)

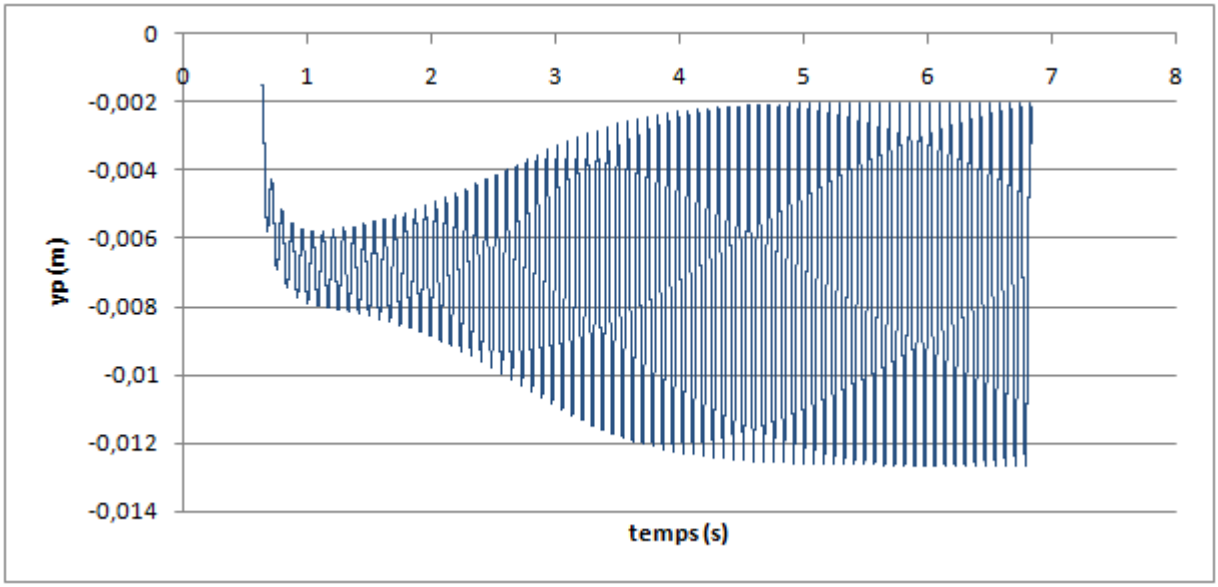


Figure IV. 6 : Position instantané du piston (Etat dynamique)

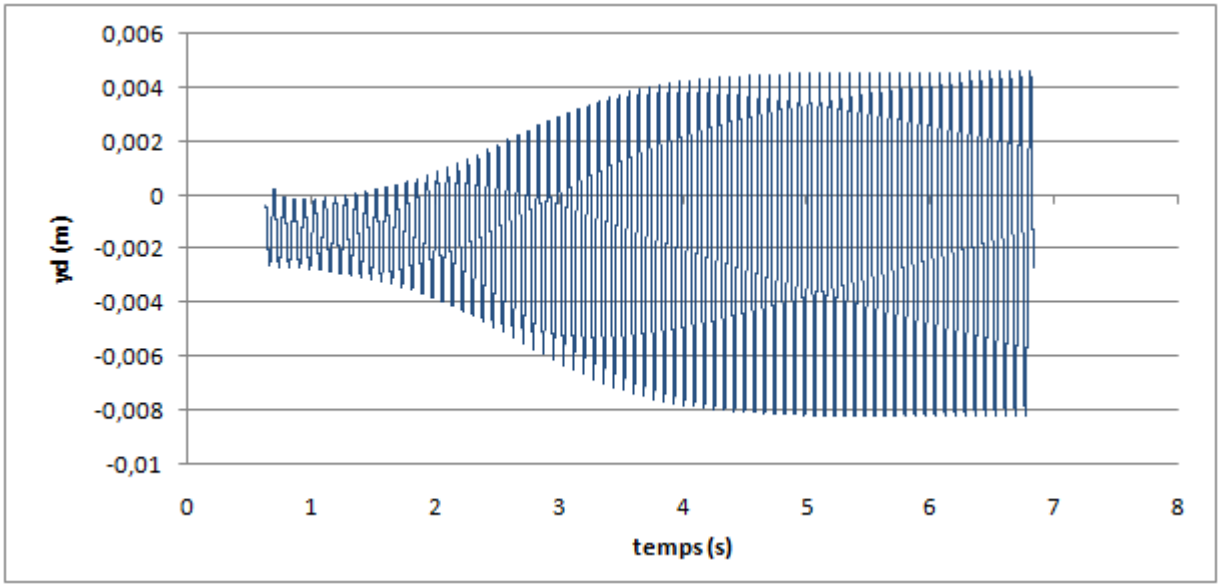


Figure IV. 7 : Position instantané du déplaceur (Etat dynamique)

Le diagramme de phase du piston (vitesse du piston en fonction de son déplacement) et le diagramme de phase du déplaceur (vitesse du déplaceur en fonction de son déplacement) sont illustrés dans la Figures (IV.8). On peut observer que les diagrammes forment des ellipses résultant de la convergence entre les déplacements et les vitesses. On peut également observer que le piston et le déplaceur oscillent autour de points d'équilibre non nuls entre des valeurs minimale et maximale (-0,01266 et -0,002 m pour le piston, et -0,0082 et 0,00457 m pour le déplaceur) avec une vitesse qui reflète l'équilibre autour du zéro avec valeur minimale et maximale respectivement (-0,41 et 0,41 m/s pour le piston, et -0,49 et 0,49 m/s pour le déplaceur).

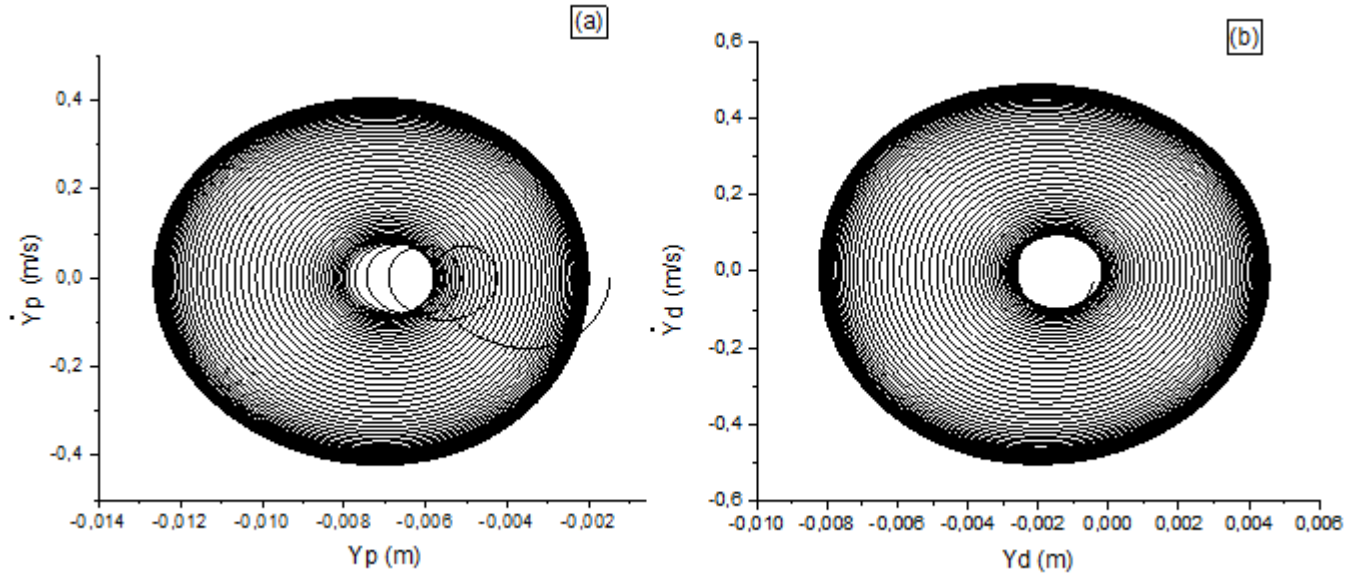


Figure IV. 8 : Diagramme de phase (a : piston ; b : déplaceur)

IV.1.1.2.2 Démarrage forcé

Contrairement à l'auto-démarrage, pour atteindre l'état d'équilibre du MSPL beaucoup plus rapidement, il est pratique d'exciter le piston (tirer le piston manuellement et le-relâcher) [146]. Cette fois-ci, le mouvement du piston provoque des modifications importantes de la pression du gaz de travail, ce mouvement excite le déplaceur qui transfère rapidement une quantité importante de gaz de travail de l'espaces de compression vers l'espace de détente ou vis-versa ce qui améliore le transfert de chaleur par convection dès le début, modifiant ainsi la pression du gaz de travail pour atteindre ou approcher de sa plage de fonctionnement. La même procédure a été prise dans cette simulation. L'excitation du piston peut être spécifiée par un profil ou de fonction définie par l'utilisateur (UDF) [133]. Le profil est défini par les positions initiale et finale du piston, ainsi que par le temps requis pour ce déplacement, ce qui nous permet également de définir la vitesse du piston (la vitesse d'excitation).

La pression instantanée et les déplacements du piston et du déplaceur utilisant le processus de démarrage forcé sont présentés dans la Figure (IV.9). Nous avons choisi comme exemple une excitation linéaire du piston (de sa position d'équilibre $y_p = y_{p0}$ à $y_p = y_{p0} + 4\text{mm}$) avec une vitesse constante de 0,1 ms^{-1}. On remarque que cette excitation fait déplacer le déplaceur avec une distance et une vitesse plus que doublé (de y_{d0} jusqu'à $y_{d0} - 8.85\,x10^{-3}$ avec une vitesse de 0.221 m/s) ce qui est raisonnable à cause de sa faible masse et la faible raideur de son ressort. Ces

fortes modifications d'amplitude provoquent une augmentation rapide et importante de la pression de gaz de travail (de P_0 jusqu'à $P_0 + 49798$ pa). Après l'excitation, la fonction 6DOF est activé de nouveau pour le piston, ce qui permet le mouvement automatique du système en raison de l'inégalité des forces exercées sur le piston et le déplaceur. On peut remarquer une diminution progressive de pression et des déplacements jusqu'à atteindre le régime d'équilibre à 2,05s. Toutefois, la stabilité du système est de courte durée par rapport au processus d'Auto-démarrage. Nous pouvons également observer dans la Figure (IV.10) que l'état d'équilibre dans le cas d'auto-démarrage est atteint en avance que par rapport au cas du processus d'Auto-démarrage sous les mêmes paramètres de positions et de vitesses.

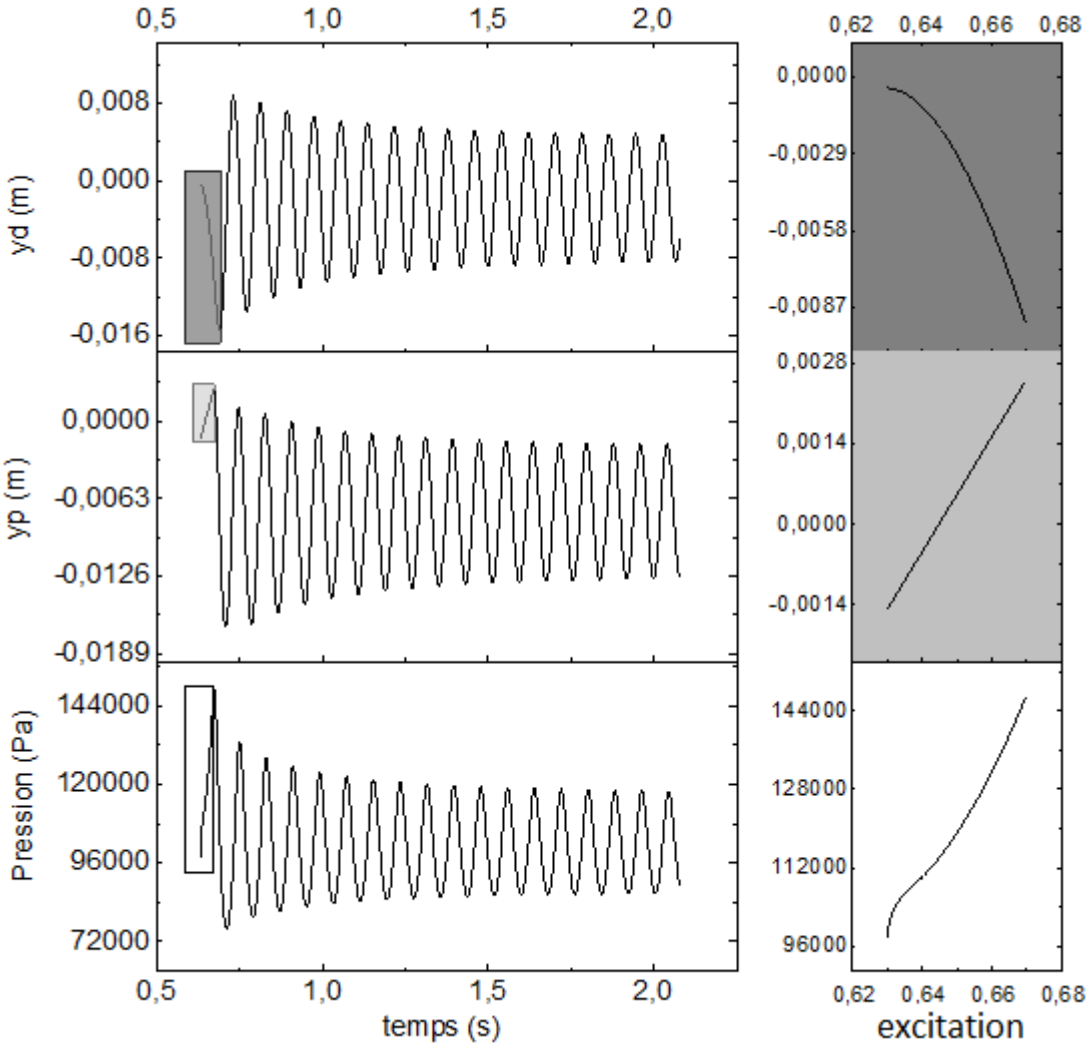


Figure IV. 9 : Positions et pression instantané cas de démarrage forcé
(**excitation :** $\boldsymbol{y_p = y_{p0} + 4\,mm}$, $\boldsymbol{\dot{y}_p = 0.1\,ms^{-1}}$)

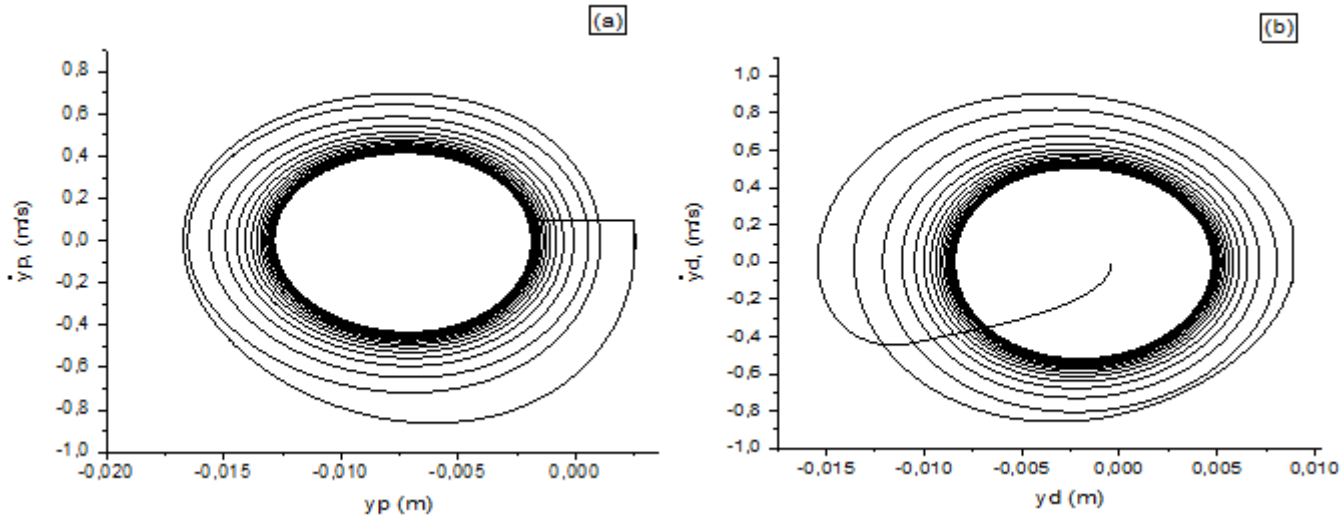


Figure IV. 10 : diagramme de phase (a : piston ; b : déplaceur), cas de démarrage forcé

$$(\textbf{excitation :}\ \ y_p = y_{p0} + 4\ mm, \qquad \dot{y}_p = 0.1\ ms^{-1})$$

IV.1.1.2.2.1 L'influence de l'amplitude d'excitation

Déférentes amplitudes d'excitation ont été testé afin de trouver ceux qui donnent la réponse la plus rapide du moteur (FigureIV.11). Toutes les simulations ont été effectuées à une vitesse constante (0.1 $m.s^{-1}$). Nous pouvons observer deux tendances différentes correspondant à deux sens d'excitation : une excitation positive (vers l'intérieur du moteur), et un autre négatif (vers l'extérieur du moteur).

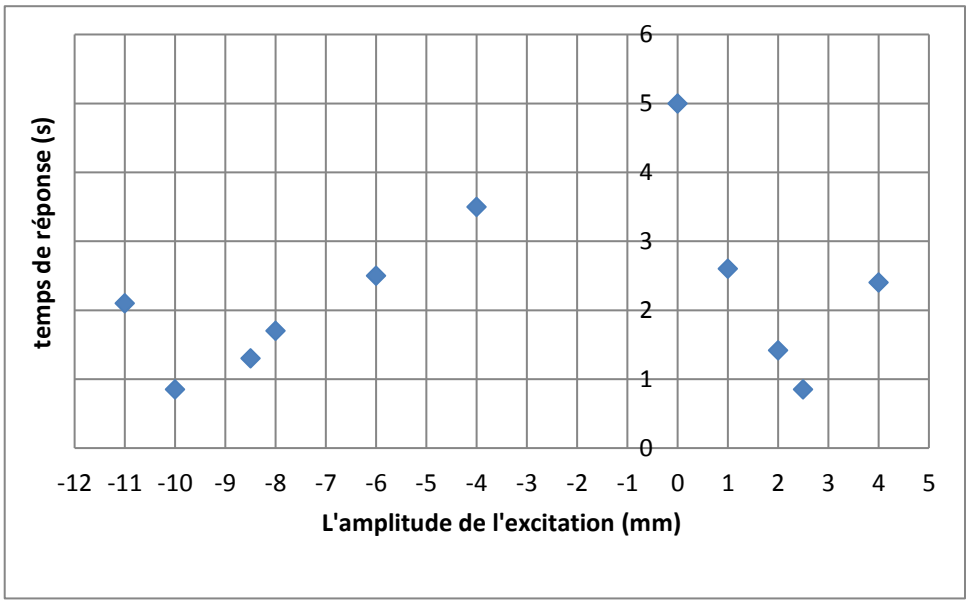


Figure IV. 11 : Le temps nécessaire pour la stabilité du régime en fonction de l'amplitude d'excitation

On peut observer aussi que des faibles amplitudes d'excitation dans le sens positif résulte une réponse (*temps nécessaire pour la stabilité du régime)* rapide comparée aux autres excitations dans le sens négatif. En effet, l'excitation du piston dans le sens positif provoque une augmentation de la pression du gaz de travail ce qui excite le mouvement du déplaceur vers le sens négatif

permettant ainsi la circulation du gaz de travail vers la chambre de détente où sa pression augmente en plus du fait de l'augmentation de sa température, et donc une augmentation remarquable de la force exercée sur le piston qui le pousse dans le sens négatif. Par contre, une excitation vers le sens négatif provoque une diminution de la pression de gaz de travail, ce qui excite le mouvement du déplaceur vers le sens positif permettant le déplacement du gaz de travail vers la chambre de compression où la température est la même de celle du gaz ($T_f \cong T_{amb}$), donc la pression reste presque la même. La faible dépression résulte d'une faible force dans le sens positif, en plus, la force produite est dans le sens inverse de la force gravitationnelle ce qui rend la résultante de force encore plus faible (Figure IV.12). On constate aussi qu'une faible excitation (de l'ordre de 2 mm) vers le sens négatif peut provoquer un échec de démarrage du moteur à cause de la très faible force produite lors de l'excitation (Figure IV.13). On constate également qu'on ne peut pas appliquer une forte excitation du piston vers le sens positif de 6mm ou plus parce que ça risque la collision entre le piston et le déplaceur, ainsi, une très forte excitation dans le sens négatif peut provoquer une collision entre le déplaceur et le bas du cylindre.

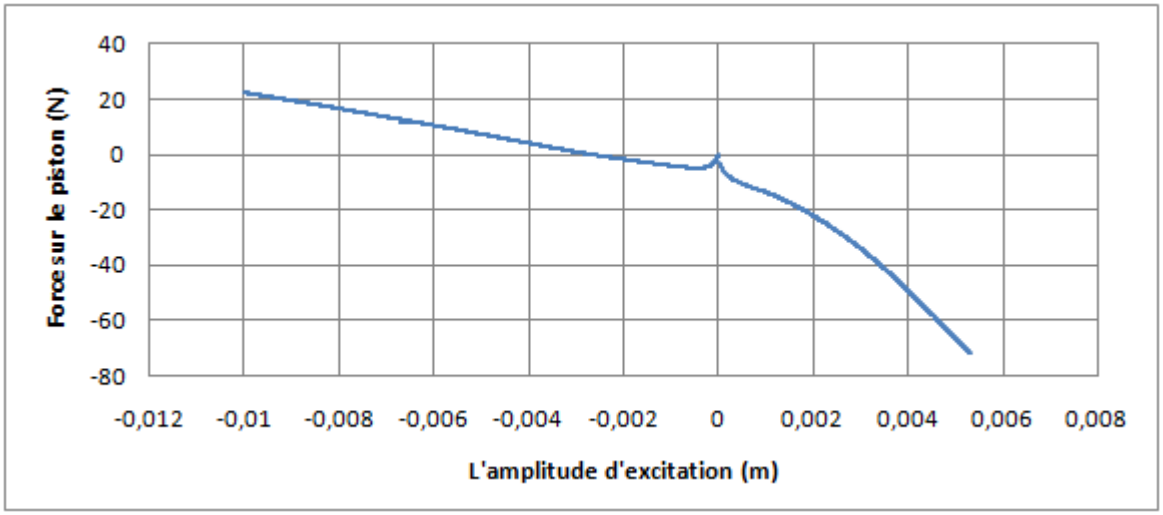


Figure IV. 12 : Résultante de force sur le piston en fonction de l'amplitude d'excitation

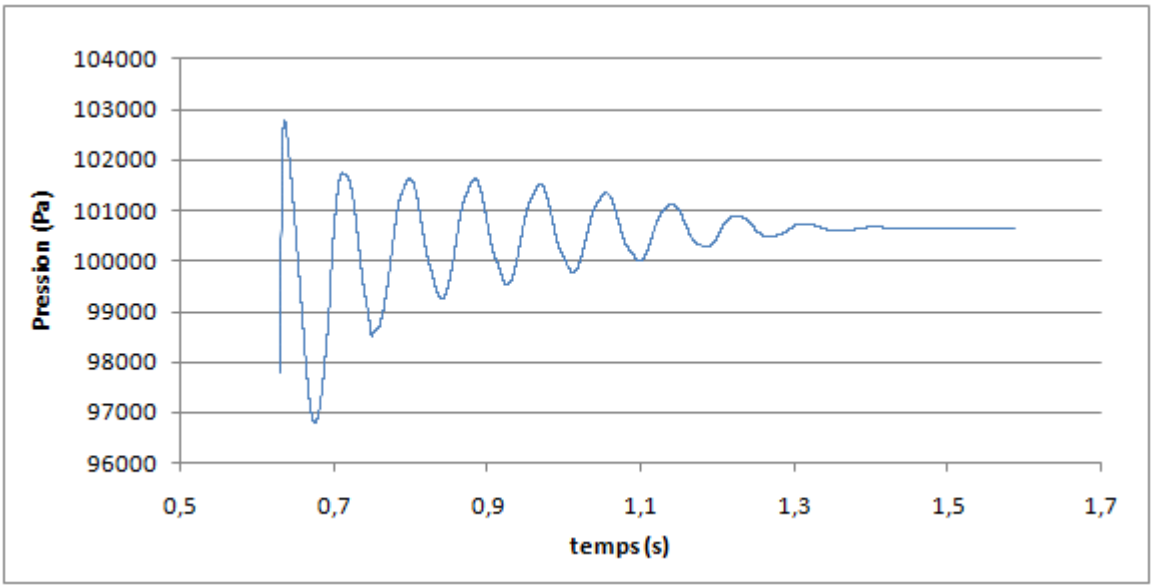


Figure IV. 13 : Echec de démarrage du moteur (excitation de 2 mm vers le sens négatif)

L'évolution de la pression instantanée du gaz de travail lors de l'excitation est également représentée sur la Figure (IV.14). On constate que les réponses rapides sont toujours obtenues en rapprochant des pressions maximal et minimal prévus de fonctionnement (117486 Pa & 87070 Pa).

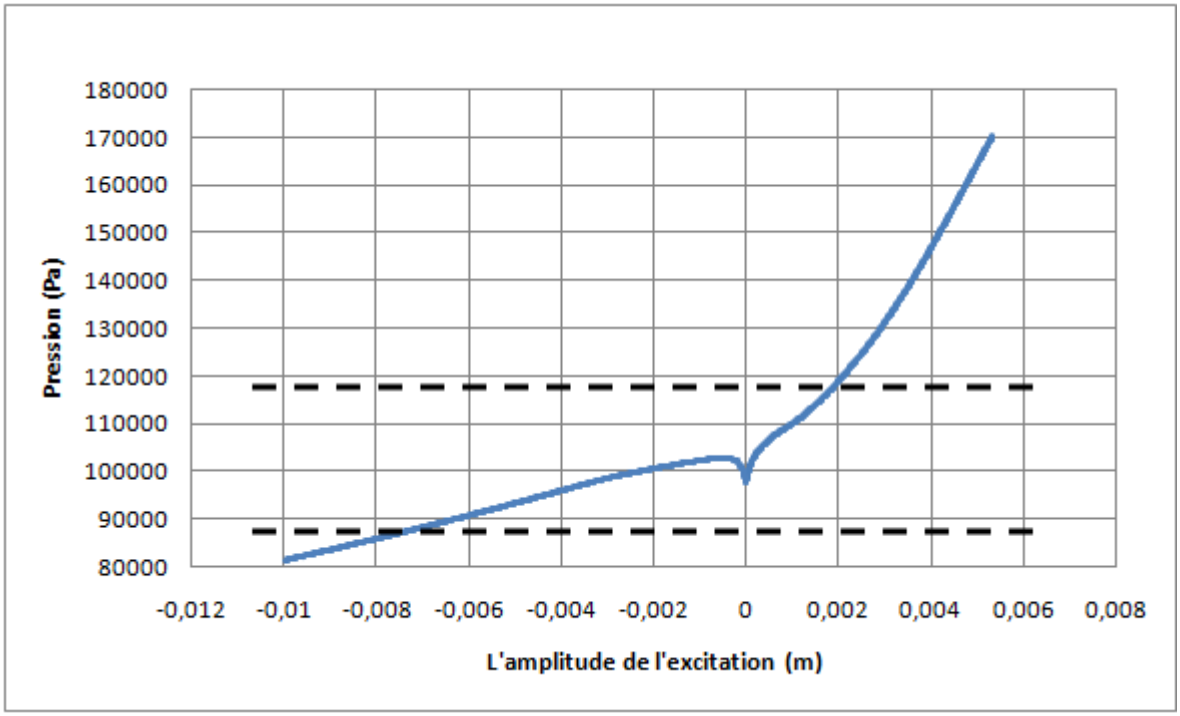


Figure IV. 14 : L'évolution de la pression du gaz de travail en fonction de l'amplitude d'excitation

IV.1.1.2.2.2 L'influence de la vitesse d'excitation

L'influence de la vitesse d'excitation sur la pression instantanée du gaz de travail est présentée dans cette section. La vitesse d'excitation varie entre 0,1 à 0,5 m/s avec une amplitude constante de 2 mm (de la position d'équilibre y_{p0} à y_{p0} + 2 mm), les effets sur la pression du gaz de travail sont représentés dans la Figure (IV.15). On constate qu'une excitation rapide prend moins de temps pour augmenter la pression à l'intérieur du moteur qu'une autre excitation moins rapide. Mais, il faut noter que si l'amplitude reste constant et la vitesse change, le temps ne sera pas le même, par exemple, une excitation de 0.5 m/s prend 0.004s tandis que une excitation de 0.4 m/s prend 0.005s, donc pour la même durée la course ne sera pas la même, c'est pour cette raison qu'on recommande de maintenir le piston fixe après chaque excitation rapide jusqu'à atteindre le temps nécessaire pour les autres excitations moins rapide, et de cette manière toutes les excitation vont compléter leur 2 mm. On conclut que peu importe la vitesse d'excitation, la pression obtenue après les excitations est la même pour la même amplitude.

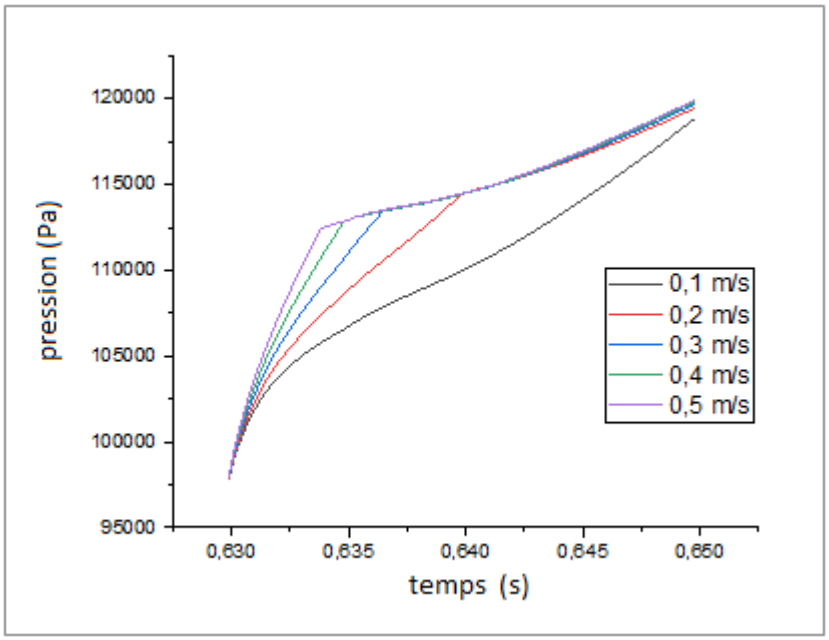


Figure IV. 15 : L'influence de vitesse de d'excitation sur la vitesse instantanée du gaz de travail

IV.1.1.3 Calcul de fréquence, courses, phase, puissance de sortie

La Figure (IV.16) illustre le régime stable du piston et du déplaceur pour un seul cycle. On peut constater que le piston et le déplaceur ont la même fréquence (77.43 rad/s) avec un déphasage de 60.81° L'amplitudes de piston et du déplaceur sont respectivement 0.0053 m et 0.0064 m. Le diagramme (P-V) est représenté à la Figure (IV.17), le travail de sortie est obtenu à l'aide d'une intégration numérique du cycle ($W_{méc} = 0{,}13\ J$) alors que la puissance de sortie est de$\left(\dot{W}_{méc} = 1.6\ W\right)$. Il est à noter également que ces résultats sont indépendants du processus du démarrage.

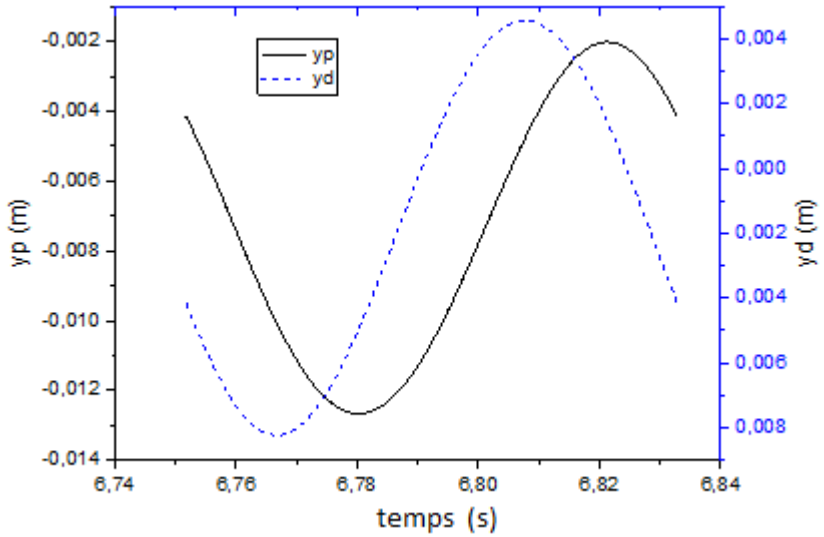


Figure IV. 16 : Oscillation stable du piston et du déplaceur (un cycle)

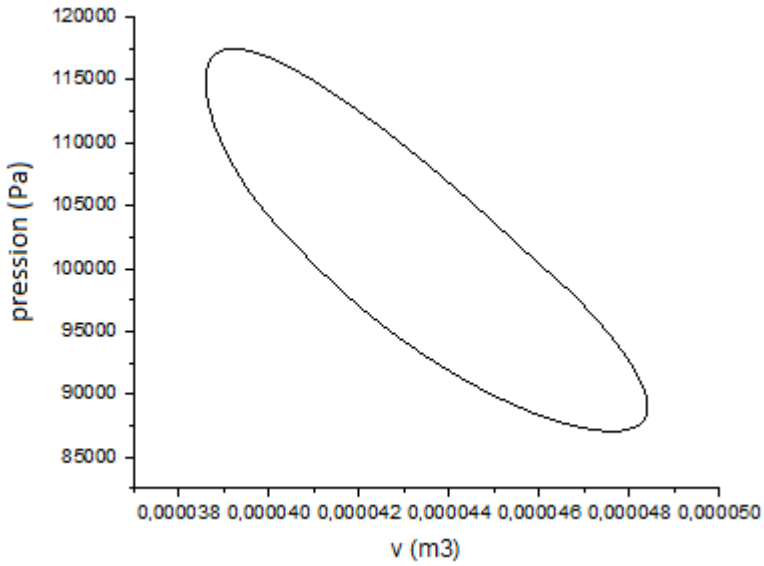


Figure IV. 17 : Diagramme P-V obtenu par la simulation numérique du MSPL-Béta

IV.1.2 Application des modèles sur le 2ème moteur " SUTech-SR-1"

Les résultats obtenus par la modélisation du 1er, 2eme et du 4eme ordre, ainsi que les résultats expérimentales trouvé par *ShahryarZare* et *al* [146] sont résumés dans le tableau (IV.3). Il faut noter que l'algorithme utilisé pour résoudre le modèle du 1er ordre a été développé sous l'environnement MATLAB.

Tableau IV.3 : Comparaison des résultats du modélisation du 1er, 2eme et du 4eme ordre avec les résultats expérimentaux

Paramètres	1er ordre	2eme ordre	4eme ordre	Résultats expérimentale
Fréquence (rad/s)	77.055	70.0	61.811	67.9
Déphasage (degré)	116.172	60.3	33.307	58.4
Course de piston (m)	0.0253	0.0060	0.0108	0.0049
Travail mécanique (J)	2.759	0.30	0.227	0.26
Puissance mécanique (W)	33.859	3.40	2.236	2.78
Erreur relative de puissance Mécanique (%)	1117.94	22.3	19.56	/

On observe que les résultats du 1er ordre sont surestimés par rapport aux résultats expérimentales en raison des hypothèses irréalistes de régénération parfaite et transfert de chaleur infini, ainsi de la négligence des pertes mécanique et de pression. Tandis qu'un accord acceptable est obtenu par les modèles du 2ème et du 4ème ordre. Néanmoins, on observe une différence de déphasage et de la course de piston pour le modèle du 4ème ordre contrairement à ceux du 2ème ordre.

Cette différence est imputable, d'une part, aux manques de quelques paramètres géométrique dans les travaux de *ShahryarZare* et *al*. comme par exemple la hauteur du déplaceur et l'espace annulaire entre le déplaceur et le cylindre moteur ce qui peut affecter les résultats. D'autre part, le

manque du coefficient de frottement visqueux entre le piston et le cylindre moteur influe sur le résultat de la course du piston, et par conséquent sur le déphasage et c'est la principale raison pour laquelle il n'a pas été possible d'ajuster encore mieux les résultats du 4ème ordre aux résultats expérimentales. Une comparaison des cycles obtenus par les modèles et l'expérience est présentée sur la Figure (IV.18).

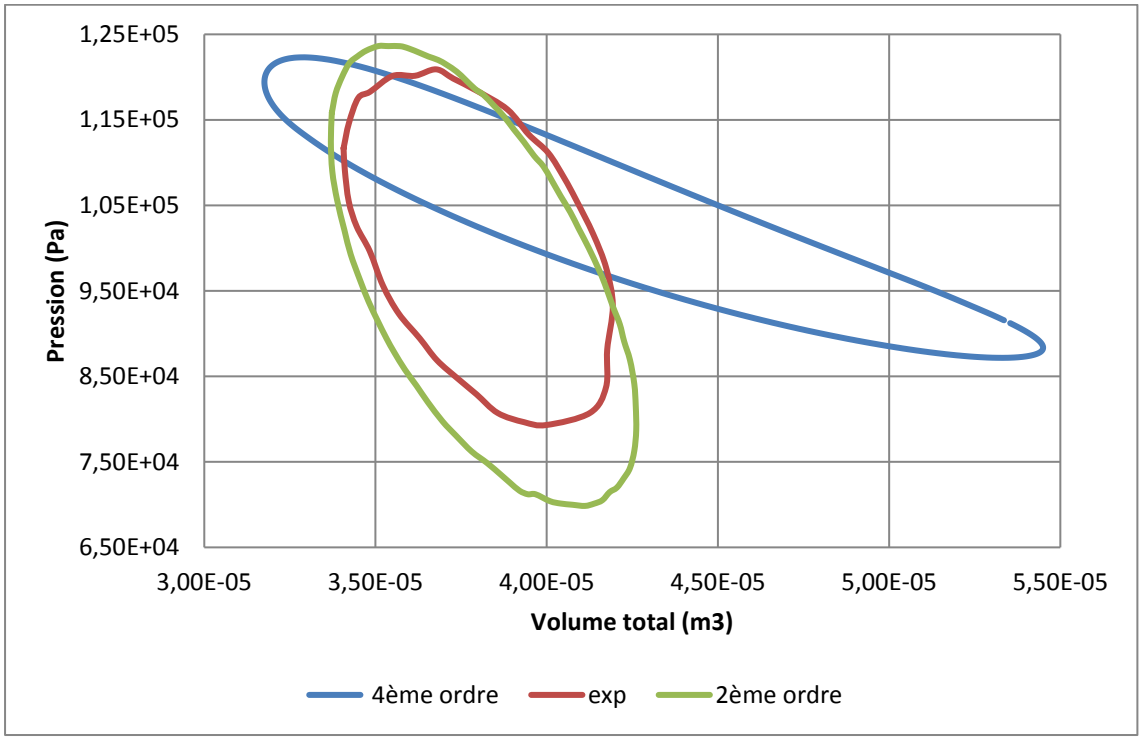


Figure IV. 18 : Diagrammes (P-V) obtenu expérimentalement et numériquement (modèles du 2ème et du 4ème ordre)

Sur la Figure (IV.18), nous pouvons observer que l'amplitude de pression est presque le même pour tous les modèles, tandis que l'amplitude de volume total pour la courbe du modèle de 4eme ordre est un peu décalé par rapport aux autres. Il apparait que la course de piston influe sur la variation du volume total dans le moteur. En effet, plus la course est longue, plus la variation du volume total est importante.

En comparant les 3 modèles aux mesures expérimentales, il en conclut que le modèle du 4ème ordre est le mieux adapté sur ce type de moteur (moteur Stirling à piston libre) parce que ce qui nous intéresse vraiment par cette modélisation est la puissance mécanique qui été la plus proche à l'expérimentale parmi tous les modèles testé (avec une erreur relative de 19.56%).

IV.2 Paramètres de conception du système hybride Parabole Stirling/ Biogaz

Les composants du système (Parabole Stirling/bruleur à biogaz) devraient avoir une conception optimisée pour un meilleur ajustement avec les besoins en électricité dans le site d'étude choisi, Ainsi, du point de vue technique, la solidité de la structure doit assurer par des dimensions non exagérées ce qui simplifié la conception et réduire aussi le risque de points chauds au niveau du récepteur thermique causé par les hautes températures.

IV.2.1 Concentrateur solaire

Le modèle du concentrateur défini dans Tonatiuh est représenté dans la Figure (IV.19). Il consiste en une cavité de forme parabolique qui représente le réflecteur et une forme de chapeau qui représente le récepteur (forme cylindrique) et l'échangeur de chaleur (forme circulaire).

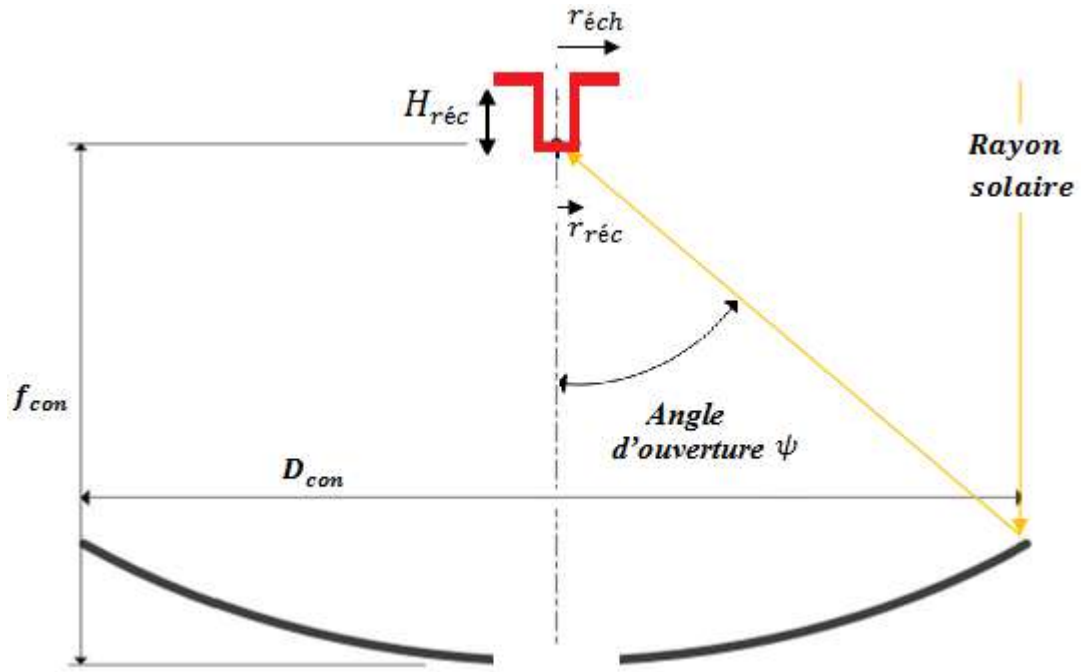


Figure IV. 19 : Paramètres dimensionnelles du concentrateur solaire

Le réflecteur choisi dans cette étude est modélisé comme un seul miroir de section parabolique inspiré de celui de la société *Euro Dish* (Figure IV.20 -a-) Cette forme garantit la bonne distribution du flux solaire sur le récepteur. D'autres réflecteur sont utilisés par d'autres société tel que la société *infinia* (Figure IV.20 -b-) qui utilise une forme de réflecteur non homogène ce qui présente un problème dans le coté thermique (produire une tache solaire non uniforme), mais également, cette forme représente un point fort dans le coté mécanique du fait que le système est suspendu à partir de son centre de gravité ce qui simplifié la structure et facilite le mouvement pour le suivit du soleil. Le matériau utiliser dans la conception du concentrateur doit être caractérisé par un bon coefficient de réflectivité pour le réflecteur, et un bon coefficient d'absorptivité pour le récepteur, et ce pour assurer un bon rendement d'un concentrateur.

Les dimensions du réflecteur et du récepteur ainsi que les paramètres de simulation utilisés dans cette étude sont présentées dans le Tableau (IV.4). Le diamètre du réflecteur choisi est de 3m, cette valeur est inspiré du prototype réalisé par *Ehsan Gholamalizadeh* [159], tandis que le diamètre de récepteur est déterminé via la formule de facteur de concentration qui dépend essentiellement de la position souhaité de l'ensemble "R-M-A". Un diamètre de 0.1 m a été choisi de tel sort que le maximum de facteur de concentration ne dépasse pas 900 fois et cela pour la position 1. La distance focale est calculée en fonction de l'angle d'ouverture et le diamètre du réflecteur choisi.

Le nombre de surfaces élémentaire (cellules) dans les surfaces du récepteur (cylindrique et circulaire) et de la surface de l'échangeur de chaleur (circulaire) sont également indiqué.

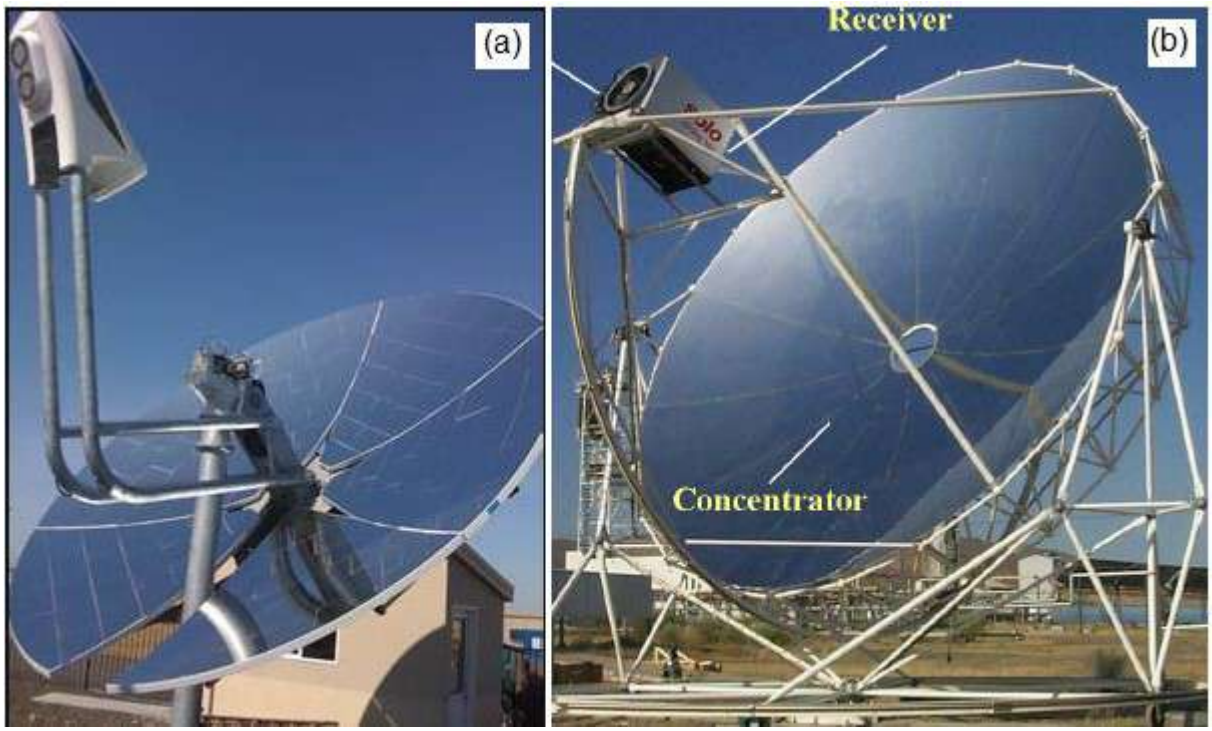


Figure IV. 20 : Systèmes parabole/Stirling (a : infinia[160]; b : Euro Dish[161])

Les miroirs des collecteurs sont supposés constitués de verre pauvre en fer ultra-clair protégé par un enduit isolant et recouvert d'argent qui peut réfléchir jusqu'à 97% du rayonnement incident. Le récepteur est en cuivre recouvert du cuivre noir (Oxyde de cuivre Cu_2O) en tant que revêtement absorbant avec un coefficient d'absorptivité de 0.98 (98%) [162, 163]. On admet que les propriétés optiques (Coefficient de réflexion, absorptivité…) sont uniformes sur l'intégralité du réflecteur et du récepteur.

Tableau IV.4 : Paramètres et dimensions du concentrateur solaire

Paramètres	Valeurs
D_{con}	3 m
$r_{réc}$	0.05 m
$r_{éch}$	0.1 m
$H_{réc}$	0.12 m
ψ	50°
f_{con}	0.6292 m
Nombre de photons envoyer	40 x10^6
Coefficient de réflexion du réflecteur	0.97
Coefficient d'absorptivité du récepteur	0.98
Nombre de cellules dans la partie cylindrique du récepteur	100 x 100
Nombre de cellules dans la partie circulaire du récepteur	80 x 80
Nombre de cellules dans l'échangeur de chaleur	80 x 80

IV.2.2 Bruleur à biogaz

La configuration du bruleur considérée dans cette étude (Figure IV.21) est développée en se référant aux dimensions du récepteur solaire. La chambre de combustion considéré est ouverte des deux côtés avec une longueur totale de $H_{brul} = 0.12\,m$ et un diamètre intérieur de $D_{brul} = 0.1\,m$. L'épaisseur de la chambre de combustion, ainsi que ceux des échangeurs sont fixées à 0.01 m. Le bruleur traité possède deux injecteurs rectangulaires différentes, l'une pour l'air frais ayant une surface de $A_{air} = 1.2\ e^{-3} m^2$, et l'autre pour le biogaz caractérisé par une surface de $A_{biogaz} = 0.24\ e^{-3} m^2$.

Le nombre de spirale dans ce type de bruleur n'est pas limité à condition que la température de la fumée à la sortie soit supérieur à celle d'entrée d'air frais et en tenant compte aussi de la perte de charge de l'air et de la fumée qui augmente chaque fois que le nombre de spirales augmente. La Figure (IV.21) illustre le bruleur choisi avec des nombres de spirale différente (N= 2, 4, 6 et 10). Dans cette étude, un nombre de spirales égale à 10 a été choisi pour but de récupérer le maximum d'énergie thermique de la fumée. Les vitesses d'injection caractérisant l'entrée de biogaz sont obtenues par l'équation (III. 27) en se fixant un taux d'excès d'air égal à 10% (afin d'assuré une combustion complète) et une fraction molaire de CH_4 égale à 0.7, donc 70% en volume totale de biogaz (le 30% qui reste représente la fraction molaire de CO_2).

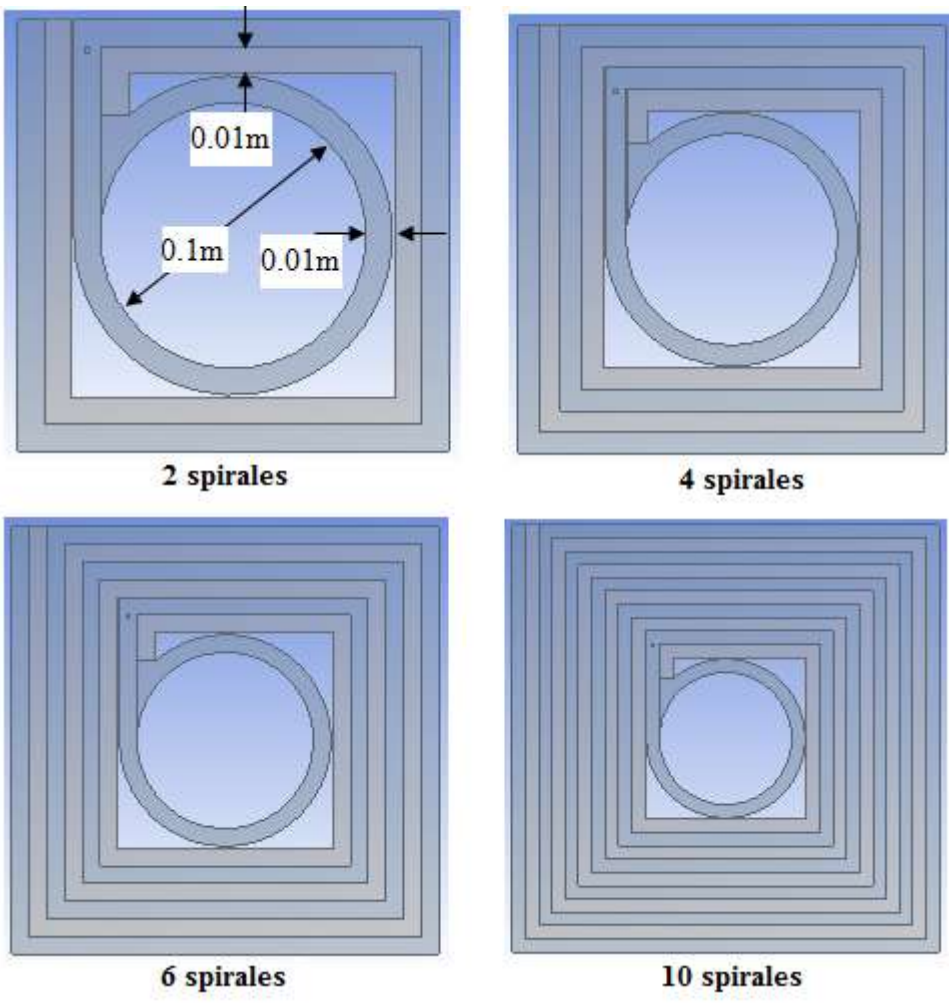


Figure IV. 21 : Spécifications de conception du brûleur

IV.2.3 Moteur Stirling

Le moteur qui fait l'objet d'étude est un moteur Stirling à piston libre, ce type de moteur a été utilisés avec succès dans plusieurs système (parabole/Stirling) y compris le système commercial Dish Stirling CSP d'*Infinia.* où il a prouvé son efficacité [164]. En ce qui concerne les dimensions du moteur, nous avons fait plusieurs essais de simulation afin d'avoir un moteur capable de produire suffisamment d'électricité pour couvrir la demande. Pour augmenter la puissance et l'efficacité du cycle, il est conseillé d'utilisé un gaz de travail léger à haute pression [165]. C'est pourquoi dans cette étude, nous avons opté pour l'hélium à pression supérieures de 10 fois de la pression atmosphérique.

Les grandeurs géométriques et thermodynamiques, ainsi que les conditions initiales et de limites utilisé dans la simulation sont rassemblés dans le tableau suivant :

Tableau IV.5 : Les paramètres géométrique et physique du MSPL étudié

Paramètres	Valeurs	Paramètre	Valeurs
D_p	0.1 m	P_{gon}	10 (bar)
D_d	0.098 m	K_p	1000 N/m
m_p	0.98 (kg)	K_d	400 N/m
m_d	0.160 (kg)	T_f	300 (K)

IV.3 Résultats de la demande en électricité

La demande en électricité nécessaire au foyer concerné par cette étude a été évaluée pour deux niveaux de consommations respectivement forte et faible. Pour les deux cas, la demande est calculée pour la période estivale et la période hivernal. Dans la période estivale l'utilisation des appareils de ventilation ou de climatisation est indispensable en raison de la haute température journalière moyenne dans cette saison de l'année qui dépasse les 36 °C [166]. Par contre, dans la période hivernale on suppose que le chauffage est assuré au moyen de la combustion du Biogaz. Les données relatives aux puissances électriques des appareils ménagères ainsi que la durée de leurs fonctionnements sont récapitulées dans le Tableau (III.1).

Les résultats obtenus sont illustrés dans la Figure (IV.22). Ces résultats indiquent en premier lieu que la demande de niveau 1 (faible consommation) est presque stable tout le long de la journée et ce pour les deux périodes (hiver et estivale) et elle ne dépasse pas les 350W du fait de l'inexistence d'appareils énergivores. En ce qui concerne la demande du niveau 2 (forte consommation), on remarque l'existence de deux pics entre 06h00 et 10h00 pour les deux périodes qui indiquent une augmentation brusque de consommation. Une autre augmentation apparait pour la période estivale due principalement à l'utilisation du climatiseur et qui s'étend jusqu'à 17h00, après cette heure la consommation redevient normale.

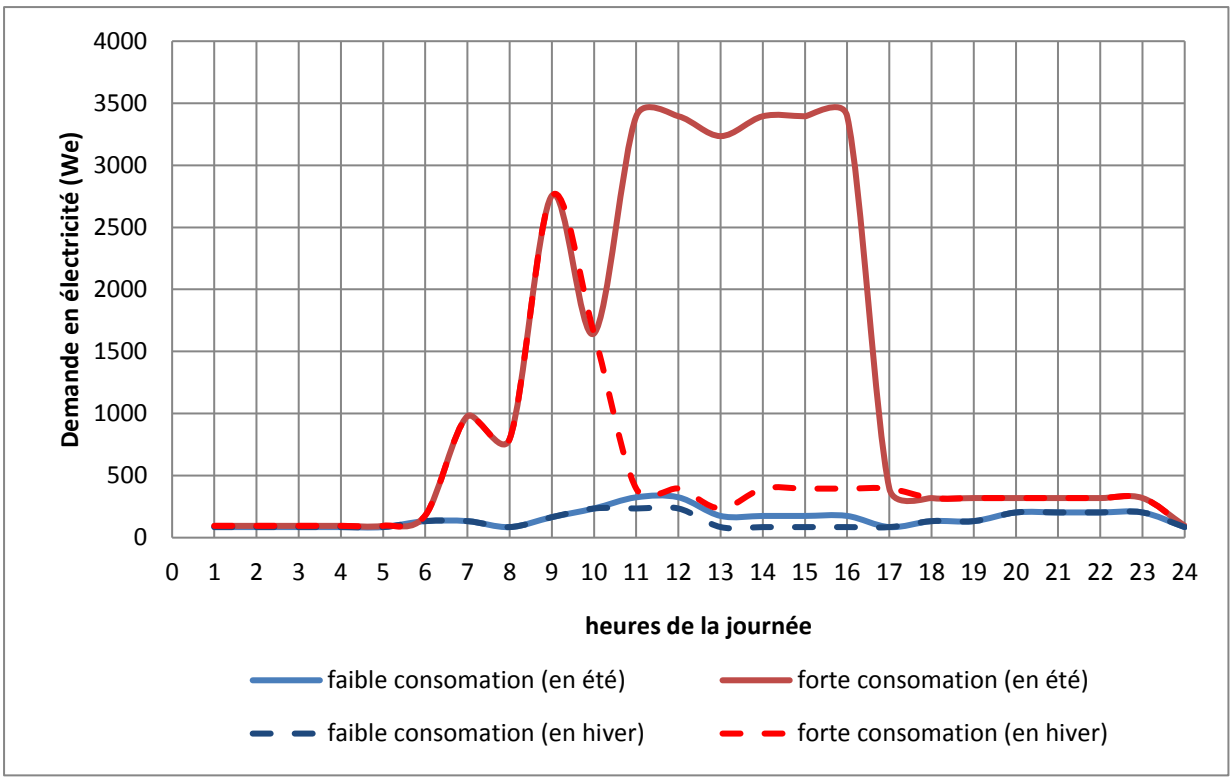


Figure IV. 22 : La demande journalière en électricité (périodes : hivernale et estivale) (Niveaux : forte et une faible consommation)

Selon la Figure (IV.23), le frigo pour la demande de niveau 1 consomme plus de la moitié de la consommation journalière du foyer, et cela pour les deux périodes malgré que nous ayons choisi un Frigo de classe A+. On constate également que la consommation totale pour ce niveau est similaire pour les deux périodes (environ 3 KWh).

L'augmentation de la consommation dans le niveau 2 est due principalement à l'utilisation de la plupart des appareils consommateurs d'énergie, surtout ceux qui fonctionne sur une durée considérable (climatiseur et lave-linge). La climatisation seule consomme plus de 60% de l'énergie journalière. La consommation journalière pour la période estivale et hivernal est respectivement 29.274 KWh et 11.274 KWh. Cette énorme différence est due principalement à l'utilisation du climatiseur. En comparant la demande de niveau 1 à la demande de niveau 2, on peut noter que la demande en électricité du niveau 2 est très importante par rapport à celle du niveau 1 surtout dans la période estivale (soit d'environ 8 fois).

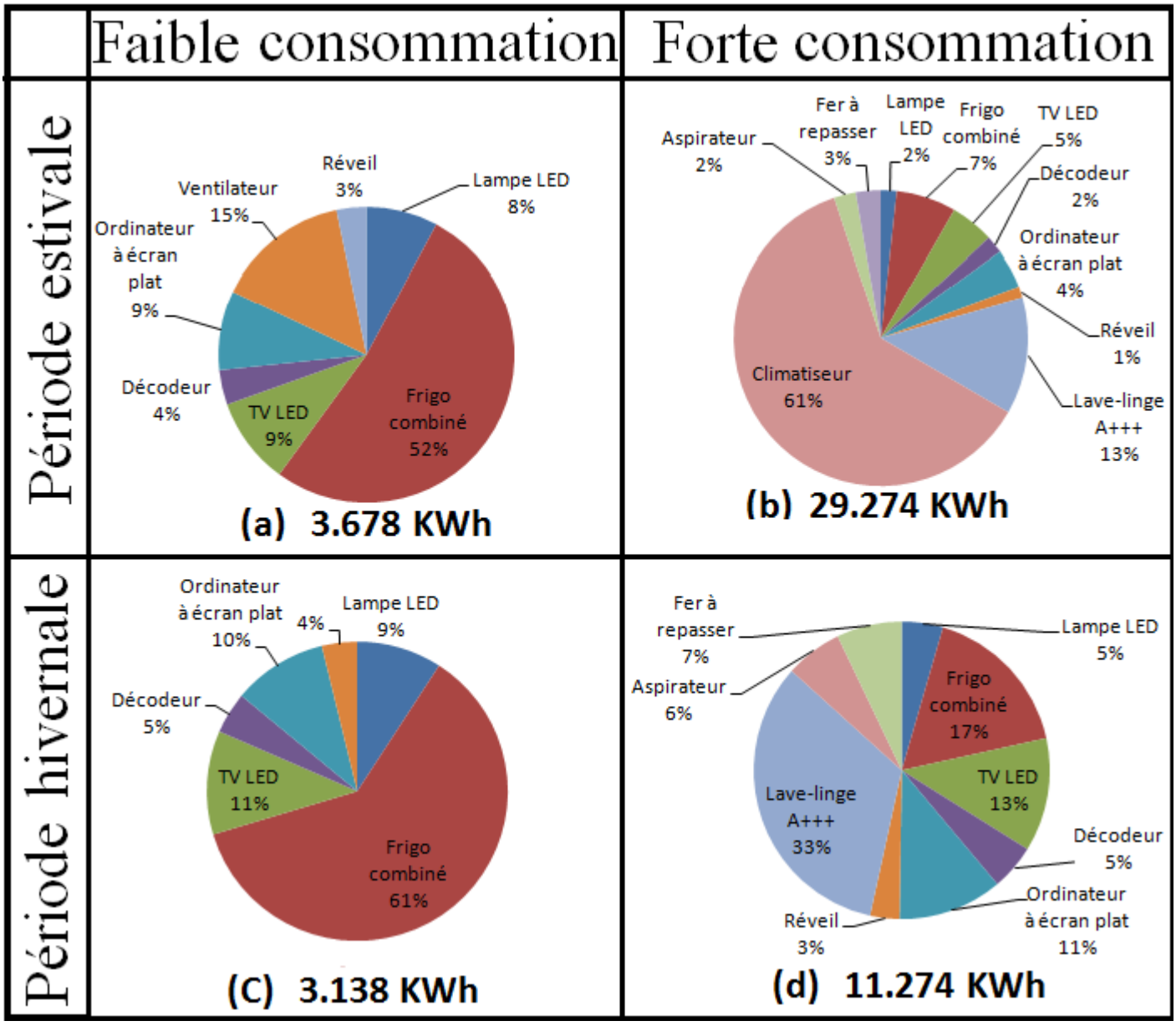


Figure IV. 23 : La consommation journalière des appareils électrique (périodes : hivernale et estivale)

IV.4 Résultats de la position du soleil

Afin d'évaluer la performance instantanée du système (parabole/Stirling), il est nécessaire de connaître la position instantanée du soleil du lever au coucher du soleil. Bien entendu, cette position dépend de la situation géographique du site et de la journée de l'année comme étant la période concernée par cette étude. La latitude et la longitude du site sont respectivement 27.8742900° et de -0.2938800°, et le 03 juin et le 15 janvier 2014 sont considérées comme référence journalière caractérisant respectivement la période estivale et hivernal. Dans le Tableau (IV-6) sont illustrés les deux angles "Elévation et Azimut" du soleil des deux journées types pour chaque heure en temps solaire.

On constate que la durée d'ensoleillement dans la période estivale (journée du 03 juin) est plus longue que celle dans la période hivernal (15 janvier). En effet, le soleil se lève entre 06h et 7h le matin et se couche le soir entre 19h et 20h dans la journée de la période estivale, tandis qu'elle se lève entre 7h et 8h et se couche entre 18h à 19h dans la journée de la période hivernal. Mais, d'une façon générale, soit en été ou en hiver, la durée d'ensoleillement dépasse 12 heures par jour ce qui présente un grand avantage pour l'utilisation des systèmes solaire.

Tableau IV.6 : L'angles d'élévation et d'azimut du soleil dans les deux journées types

Heures	Le 03-06-2014		Le 15-01-2014	
	Elévation	Azimut	Élévation	Azimut
06:00:00	-0.833°	-63,36°	/	/
07:00:00	10.37°	-70,02°	-0.833°	-71,28°
08:00:00	23.05°	-75,90°	0.47°	-64,54°
09:00:00	36.05°	-81,47°	12.16°	-56,53°
10:00:00	49.24°	-87,33°	22.79°	-46,57°
11:00:00	62.49°	-85,28°	31.75°	-33,91°
12:00:00	75.48°	-71,23°	38.15°	-18,13°
13:00:00	84.46°	0,00°	40.98°	0,00°
14:00:00	75.21°	71,23°	39.62°	18,13°
15:00:00	62.21°	85,28°	34.38°	33,91°
16:00:00	48.96°	87,33°	26.22°	46,57°
17:00:00	35.78°	81,47°	16.1°	56,53°
18:00:00	22.79°	75,90°	4.73°	64,54°
19:00:00	10.12°	70,02°	-0.833°	71,28°
20:00:00	-0.833°	63,36°	/	/

L’évolution instantanée des valeurs journalière de DNI est directement lié au mouvement relatif du soleil par rapport au plan de l’équateur. Cette évolution est visualisable sur les Figures (IV.24 et 25) en fonction des heures de la journée en question.

Pour la journée du 15 janvier (période hivernale), on constate une parfaite superposition des deux évolutions qui prennent toutes les deux la forme d'une cloche. En effet, les profils des valeurs de DNI et de l'angle d'élévation du soleil sont parfaitement confondus sauf dans la dernière heure du jour (de 18h à 19h) où un défaut d'origine expérimentale était produit lors des mesures. En ce qui concerne la journée du 03 juin (période estivale), on observe que l'évolution de l'angle d'élévation présente une croissance progressive presque linéaire jusqu’au maximum atteint vers 13h et une décroissance pratiquement symétrique après cette heure.

Pour information, la quantité du rayonnement solaire qui atteint la surface de la terre dépend de l'épaisseur de l'atmosphère traversé par le rayonnement, autrement dit, elle dépend de l'angle d'élévation du soleil, plus l'angle est important et plus la valeur de DNA augmente. C'est pourquoi les valeurs de DNI de la période estivale (journée du 03 juin) sont plus importantes que celles de DNI de la période hivernale (15 janvier).

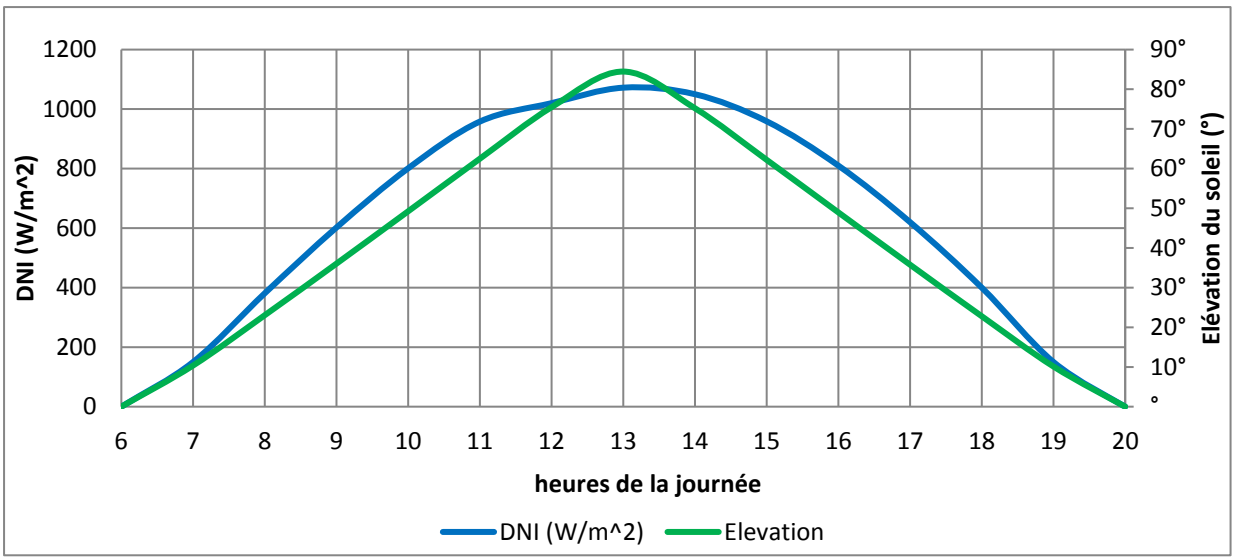


Figure IV. 24 : L'évolution journalière du DNI et de l'angle d'élévation (Le 03-06-2014)

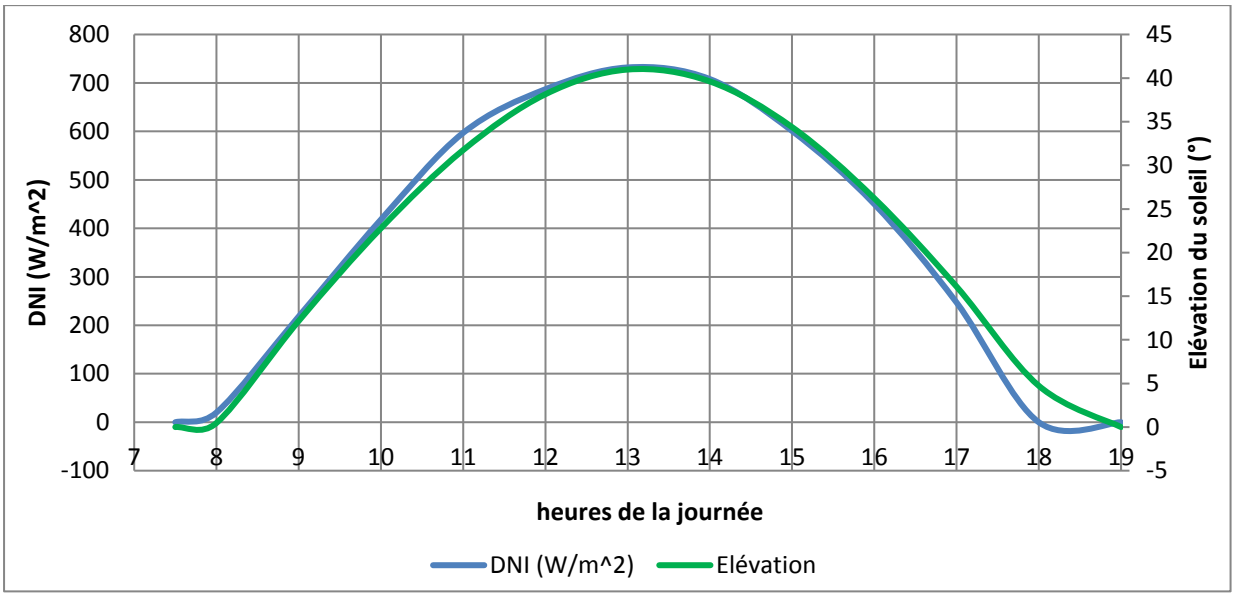


Figure V. 1 : L'évolution journalière du DNI et de l'angle d'élévation (Le 15-01-2014)

IV.5 Résultats de modélisation du concentrateur

Dans cette partie, on s'intéresse au calcul de la puissance reçue par le récepteur le long des deux journées types. Dans un premier temps la simulation a été effectuée pour un DNI fixe de 700 W/m^2 pour déterminer l'angle d'ouverture adéquat assurant l'uniformité du flux et d'éviter le problème des points chaud sur les surfaces du récepteur. Dans un second temps, après avoir ajusté les nouveaux paramètres géométriques, on cherche à calculer le flux reçu par le récepteur le long des deux journées types et estimé le rendement optique en fonction des différentes valeurs de DNI.

IV.5.1 Résultats pour un DNI fixe (700 W/m²)

La simulation optique a été réalisée avec Tonatiuh, où le concentrateur décrit dans la section (III.4.1) a été simulé et les résultats sont traités afin de connaître la distribution du flux solaire concentré et d'estimer la puissance thermique reçue à l'entrée du récepteur solaire. Pour cette simulation, les hypothèses suivantes sont prises en compte :

- ✓ Aucun défaut de construction n'a été pris en compte, c'est-à-dire que les matériaux choisis sont idéaux.
- ✓ Le réflecteur est considéré comme parfaitement orienté vers le soleil, c'est-à-dire que les rayons sont perpendiculaires à la section d'ouverture du réflecteur.
- ✓ Les masques des supports du concentrateur et du bloc moteur Stirling ne sont pas pris en compte dans les simulations.

On s'intéresse à la position normale du récepteur (2ème position). Pour la représentation des cartes de flux, le récepteur a été divisé en deux zones, la zone circulaire (correspondant à la base du cylindre) et la zone cylindrique. Les répartitions du flux d'énergie dans la surface circulaire et cylindrique du récepteur pour les dimensions et les paramètres présentées dans le Tableau (IV.4) et un DNI de 700W/m^2 sont illustrées dans les Figures IV.25 et IV.26, respectivement. Les graphiques sont centrés de sorte que le centre de la surface se trouve au point (0, 0).

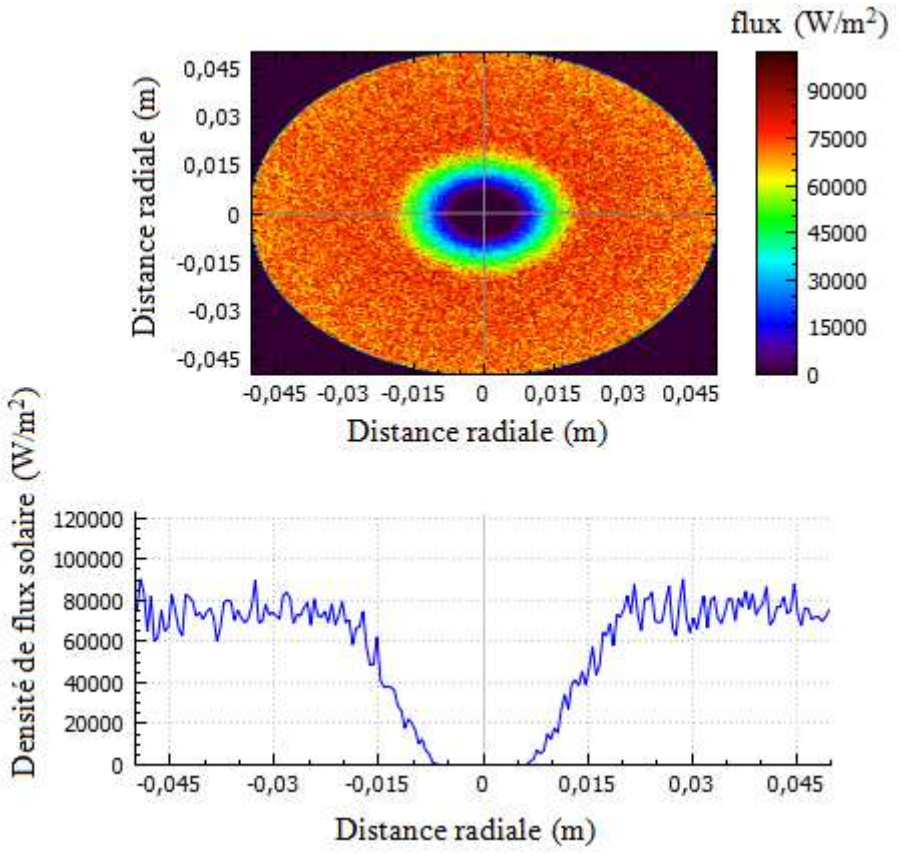


Figure IV. 25 : Distribution du flux solaire sur la zone circulaire du récepteur

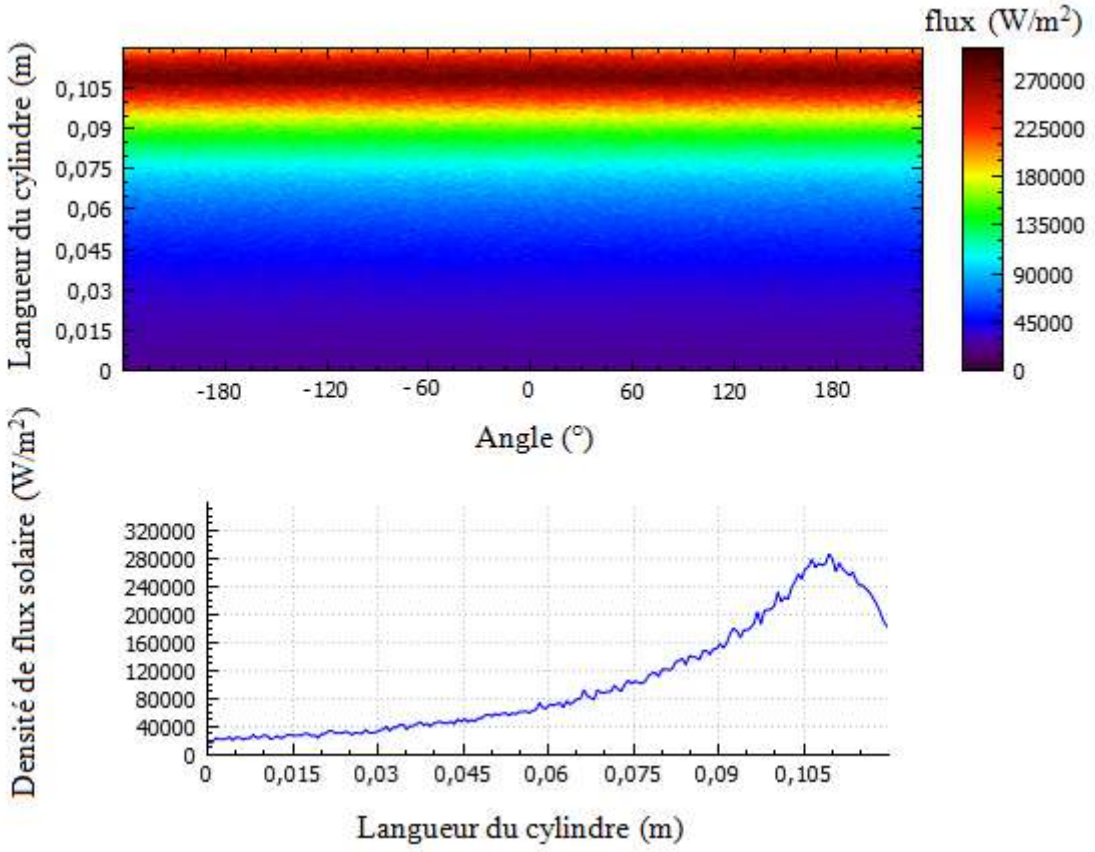
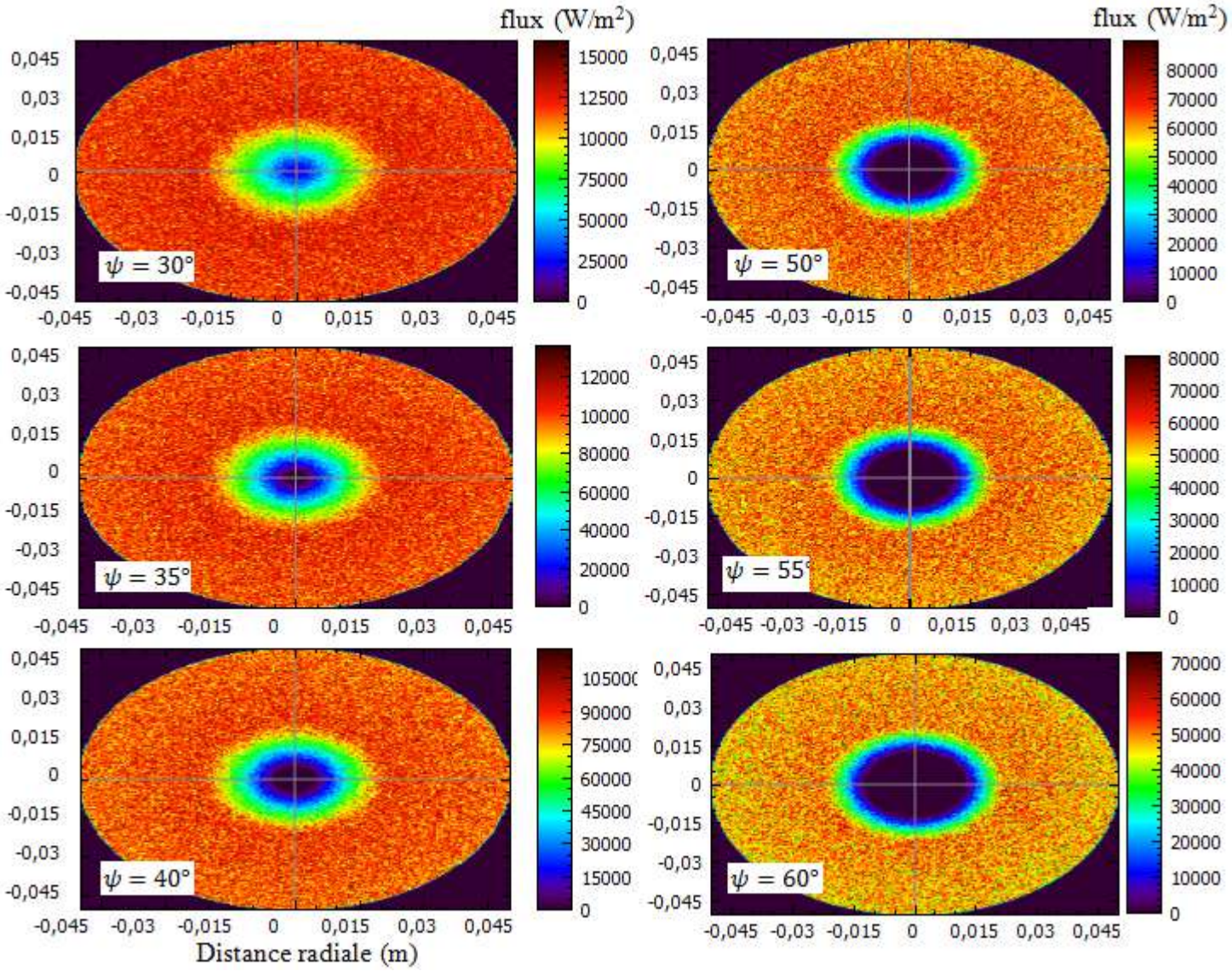


Figure IV. 26 : Distribution du flux solaire sur la zone cylindrique du récepteur.

L'analyse de la Figure (IV.25) montre que le flux maximal ne se produit pas au centre de la zone circulaire, mais plutôt en forme d'anneau centré, tandis que la petite zone d'ombre au milieu en forme de trou central présente la zone non éclairée. De plus, la majorité de cette zone circulaire (82.5%) reçoit un flux presque constant d'environ 73.23 KW/m^2, alors que 14.56% reçoit un flux variable et seulement 2.94% de la surface reste non éclairée. Concernant la zone cylindrique (Figure IV.26), le flux maximal se produit dans l'extrémité supérieur du cylindre formant un pic où la densité de flux atteint 280 KW/m^2. Seulement un quart de la surface cylindrique reçoit plus de la moitié de cette valeur, alors que trois quarts est sont faiblement éclairée. Il est évident que la distribution du flux est non uniforme surtout dans de la zone cylindrique, donc il est possible d'anticiper les éventuels phénomènes de surchauffe pouvant apparaître sur certaines zones du récepteur (création du points chauds). Par conséquent, il est nécessaire de parvenir à une situation bien équilibrée dans laquelle l'irradiation sur les parois du récepteur (circulaire et cylindrique) soit élevée et homogène autant que possible.

Maintenant, on s'intéresse à la réduction des risques engendrée par les points chauds en modifiant la distribution du flux solaire reçu par le récepteur. Une façon de modifier cette distribution du flux consiste à faire varier la position du récepteur par rapport au réflecteur. Pour ce faire, plusieurs angles d'ouverture ont été testés allons de $\psi = 45°$ jusqu'à 70°. Les autres dimensions restent les mêmes que celles étudiées dans l'analyse précédente sauf bien sur la distance focale qui change en fonction de l'angle d'ouverture. Les Figures (IV.27 et IV.28) montrent la répartition de la densité du flux sur les parois circulaire et cylindrique du récepteur en fonction de l'angle d'ouverture.



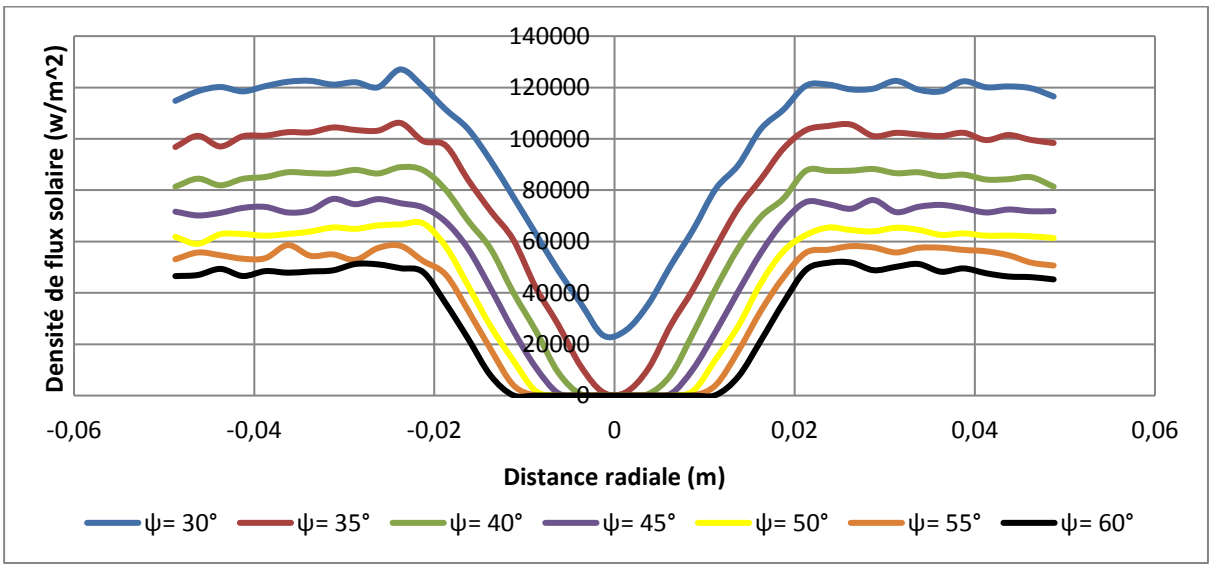
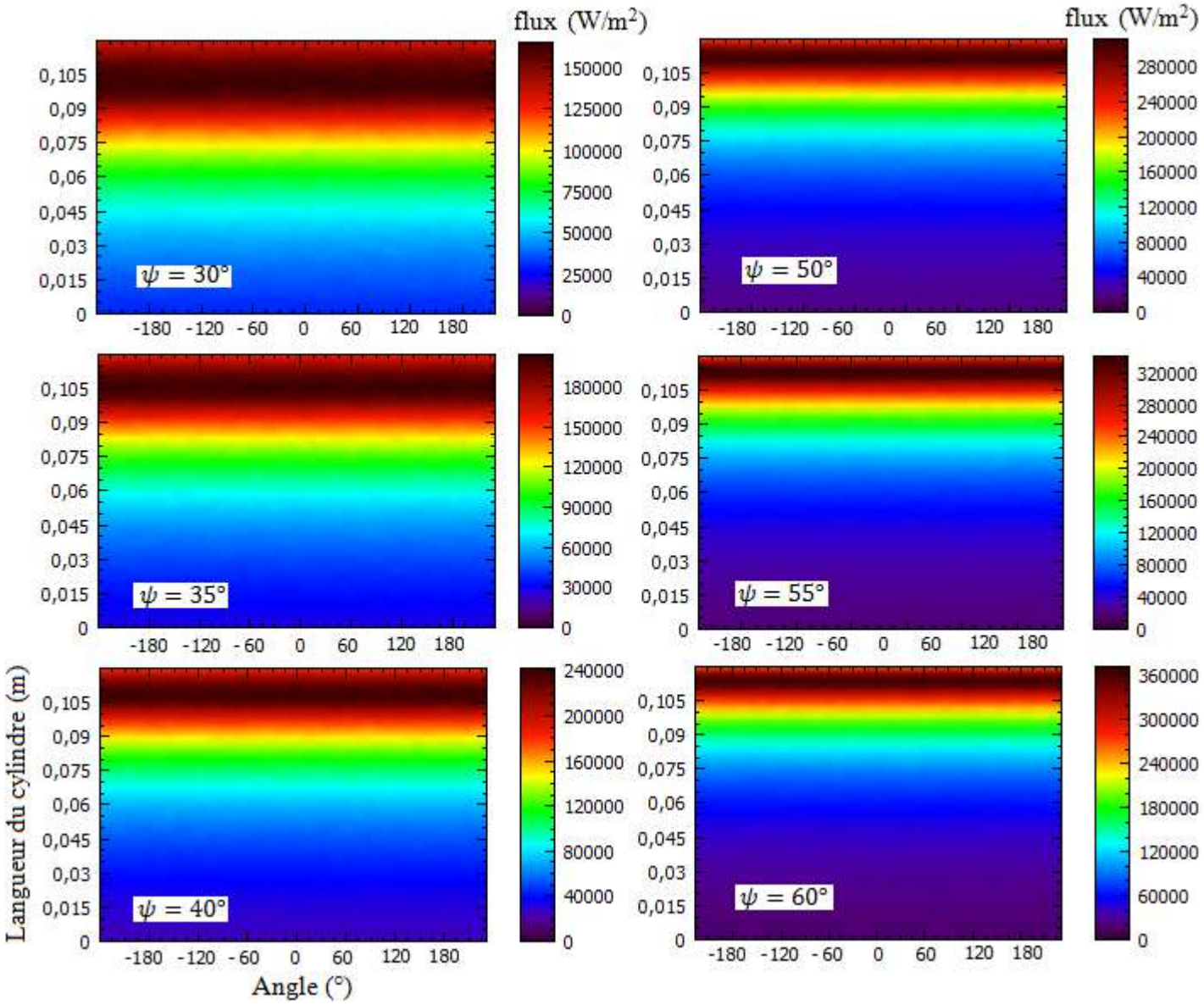


Figure IV. 27 : Distribution de la densité du flux solaire sur la zone circulaire du récepteur pour différentes valeurs d'angles d'ouverture



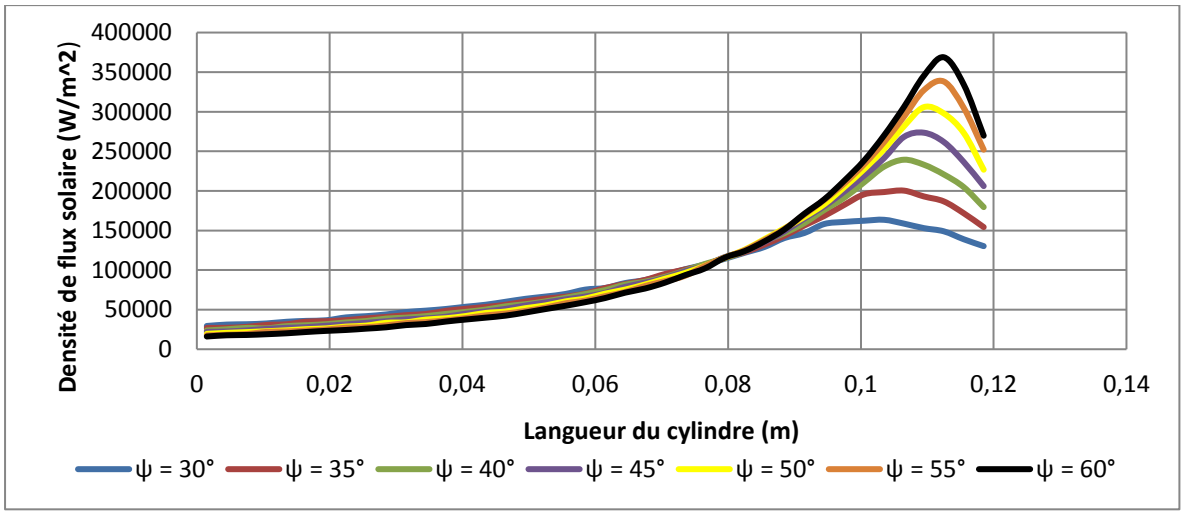


Figure IV. 28 : Distribution de la densité du flux solaire sur la zone cylindrique du récepteur pour différentes valeurs d'angles d'ouverture

L'examen de ces figures montre clairement que l'angle d'ouverture influe considérablement sur la distribution du flux et également sur la netteté de son maximum. Sur la Figure (IV.27) on remarque que des faibles angles d'ouverture conduisent à des augmentations considérables de l'intensité de flux reçu par la zone circulaire jusqu'elle atteint 120 KW/m^2 pour un angle d'ouverture de 30° et pour le quel aussi on constate la disparition totale de la zone non éclairée de la surface circulaire. Par contre, comme le montre la Figure (IV.28) les angles d'ouverture élevés conduisent à des bandes de flux de haute intensité plus étroites ce qui provoque le risque du point chaud. A l'inverse pour des faibles d'angles d'ouverture, plus précisément pour $\varphi = 30°$ et $35°$ où la distribution du flux est beaucoup plus uniforme avec une faible intensité réduisant ainsi le risque du point chaud.

Etant donnée que les surfaces des zones circulaire et cylindrique sont différentes et les valeurs des flux sont calculées par rapport à l'unité de surface (densités de flux), l'analyse de ces cartes et de ces courbes n'est donc pas assez suffisante pour nous permettre de choisir l'angle d'ouverture adéquat pour notre installation.

Pour plus de précision, Les valeurs de flux solaire incidente ($\dot{Q}_{con}$) et concentrées ($\dot{Q}_{réc.cir}$ & $\dot{Q}_{réc.cyl}$), ainsi que le rendement optique (η_{con}) sont présentés dans le Tableau (IV.7). $\dot{Q}_{con}$ Dépend de la zone d'ouverture du réflecteur et de l'ensoleillement direct normal (DNI = 700 W/m^2 dans notre cas), tandis que $\dot{Q}_{réc.cir}$ et $\dot{Q}_{réc.cyl}$ sont obtenus en intégrant numériquement les flux de rayonnement incident dans chacune des surfaces.

Tableau IV.7 : Variation du rendement optique en fonction de l'angle d'ouverture

Angle d'ouverture	$\dot{Q}_{con}\ (W)$	$\dot{Q}_{réc.cir}\ (W)$	$\dot{Q}_{réc.cyl}\ (W)$	$\eta_{\text{con}}(\%)$
$\psi = 30°$	4898,52835	905,141	3317,42	86,20060358
$\psi = 35°$	4898,52835	749,376	3542,68	87,61929497
$\psi = 40°$	4898,52835	629,4	3716,87	88,72603553
$\psi = 45°$	4898,52835	533,32	3851,43	89,51157758
$\psi = 50°$	4898,52835	454,574	3960,58	90,13225379
$\psi = 55°$	4898,52835	391,182	4049,05	90,64420347
$\psi = 60°$	4898,52835	337,082	4121,46	91,0179892

L'analyse des résultats obtenus montre que l'augmentation de l'angle d'ouverture conduit à une légère variation du rendement optique (de l'ordre de 5% entre 30° et 60°). Sur la base de ces résultats nous avons opté pour un angle d'ouverture de 30° car cette valeur permet l'obtention d'une bonne répartition du flux sur la surface du récepteur et réponde à nos exigences, à savoir : flux relativement homogène sur les parois du récepteur et des pics de flux bien inférieurs à 160 kW / m^2 afin d'éviter tout risque de point chaud.

IV.5.2Résultats pour un DNI variable (Le long des journées types)

Dans cette partie on s'intéresse à étudier l'impact du DNI sur le récepteur dans les journées types concernées par notre étude. Pour cela, l'évolution des flux reçus par le récepteur et sa performance sont présentés dans les Figures (IV.29 et IV.30) le long des deux journées types du 03 juin et du 15 janvier 2014, respectivement. Pour la détermination des périodes de simulation des deux journées types on s'est basé sur l'heure du lever et du coucher de soleil

présentées dans le paragraphe (§ IV.4). Ces périodes s'étendent de 06h à 20h pour la journée du 03 juin et de 7h à 19h pour la journée du 15 janvier. Nous avons considéré que le suivi solaire est très précis et donc l'ouverture du concentrateur est constamment perpendiculaire aux rayons provenant du disque solaire.

Le calcul de la puissance reçu par le récepteur se fait par intégration numérique de la densité de flux sur les deux surfaces (circulaire et cylindrique) sur un pas de temps d'une heure sur toute la journée sauf dans la période du lever et du coucher de soleil où le pas de temps est ajusté afin d'atteindre une bonne précision.

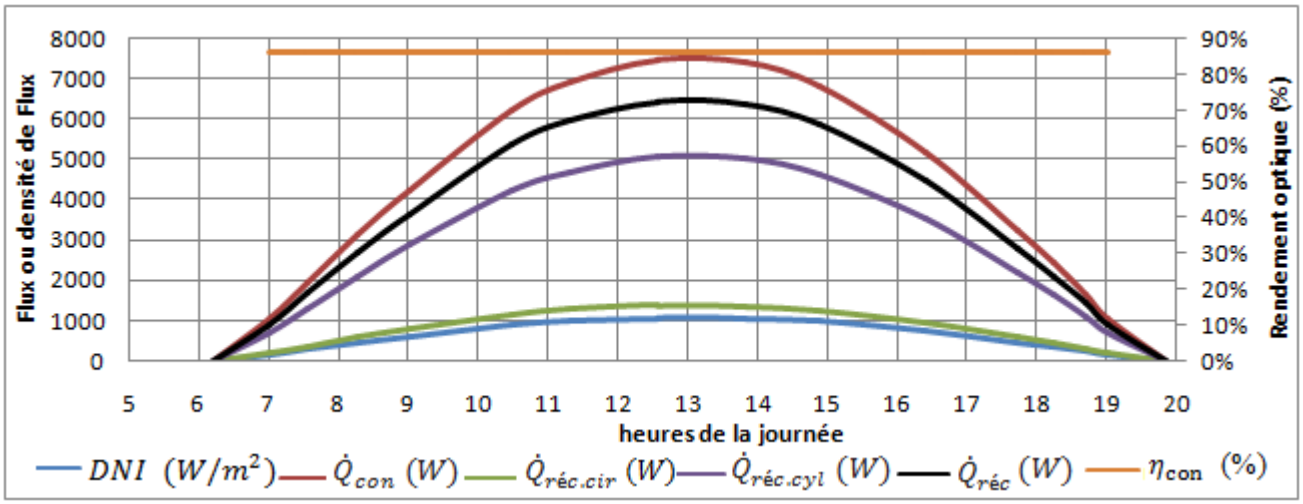


Figure IV. 29 : L'évolution journalière flux reçus par le récepteur et le rendement du concentrateur (Le 03-06-2014)

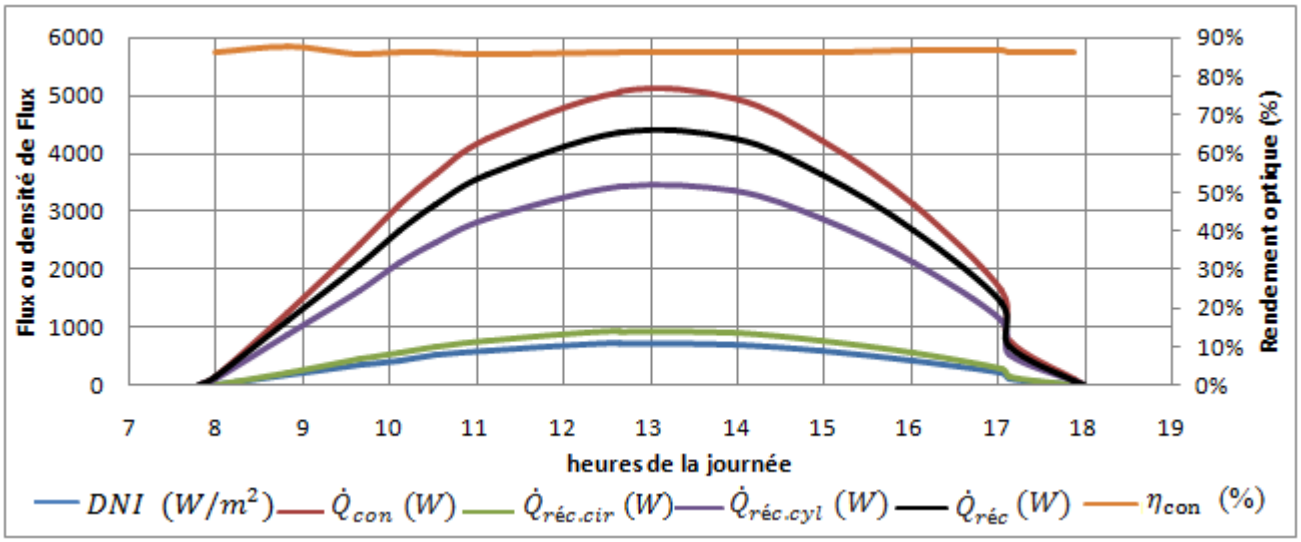


Figure IV. 30 : L'évolution journalière flux reçus par le récepteur et le rendement du concentrateur (Le 15-01-2014)

La première observation de ces Figures montre que tous les flux solaire ($\dot{Q}_{con}$, $\dot{Q}_{réc.cyl}$, $\dot{Q}_{réc.cir}$ et $\dot{Q}_{réc}$) y compris le DNI ont la même allure en forme de cloche à part ceux du 15 janvier où on remarque une diminution brusque des valeurs à 17h en raison d'un défaut lors de la mesure

du DNI par la station d'Unité de Recherche à Adrar. Tous les flux y compris le DNI atteignent des valeurs maximales vers 13h.

On observe aussi que le flux journalier reçu par la surface cylindrique du récepteur est largement supérieur à celui reçu par la surface circulaire avec une différence qui dépasse 2000W vers 13 h. Ces résultats sont tout à fait cohérents puisque la surface cylindrique est environ quatre fois plus grande que la surface circulaire. Il est à noter également que le système de concentration fournie un bon rendement optique ($\eta_{optique} = 86\%$), cette valeur reste constante sur toute la journée quels que soit la valeur de DNI.

IV.6 Résultats de modélisation du récepteur

Maintenant, que la distribution du flux en surface du récepteur a été uniformisée, et le flux reçu a été estimé le long des journées types, la deuxième étape consiste à calculer le flux transmet aux parois du récepteur sous différentes conditions climatiques (vitesse du vent et température ambiante) à partir du modèle développé dans le chapitre précédant (§ III.4.3).

Ce modèle permit de calculer le coefficient de transfert thermique convective (naturel et forcée) et le coefficient de transfert radiatif instantanée (pour chaque pas de temps) en fonction des paramètres géométriques du récepteur et des paramètres climatique instantanés (température ambiante et vitesse de vent) et aussi en fonction de l'inclinaison du concentrateur défini par la position instantanée du soleil. Ces coefficients servent à estimer les déperditions thermiques par convection et par rayonnement entre les parois du récepteur et le milieu ambiant ce qui nous permet par la suite de calculer pour chaque pas de temps le rendement thermique. Il faut noter que la température est supposée uniforme sur toute la surface du récepteur.

Les résultats sont illustrés dans les Figures (IV.31 et IV.32) pour la journée du 03 juin et celle du 15 janvier 2014 respectivement. Les courbes en bleu correspondent au flux reçu par le récepteur, tandis que celles en rouge correspondent au flux transmet aux parois du récepteur. L'analyse de ces graphiques montre nettement que tous les courbes ont la même allure en forme de cloche. Cependant, dès le lever de soleil, un écart est apparu entre la puissance reçu et la puissance absorbé. Cet écart est dû aux déperditions thermiques par rayonnement et par convection (naturelle et forcée) vers le milieu extérieur. Ces pertes sont représentées sur les figures par le rendement thermique du récepteurs (courbe en vert).

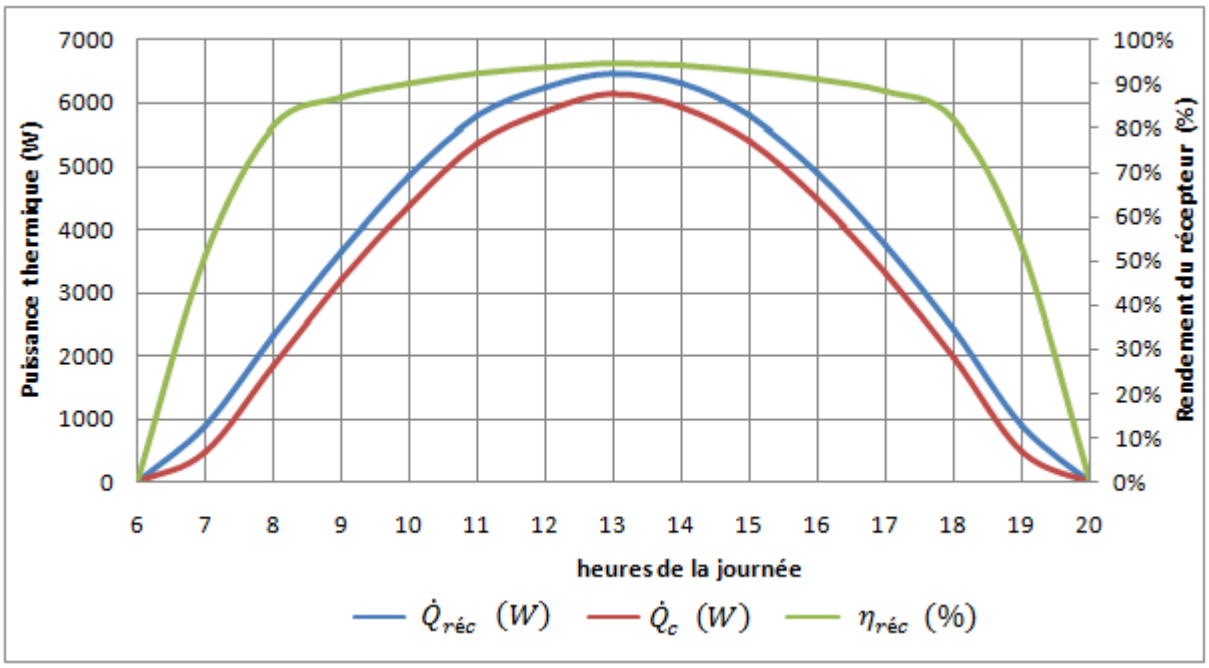


Figure IV. 31 : L'évolution journalière du flux reçu et absorbée par le récepteur et son rendement (Le 03-06-2014)

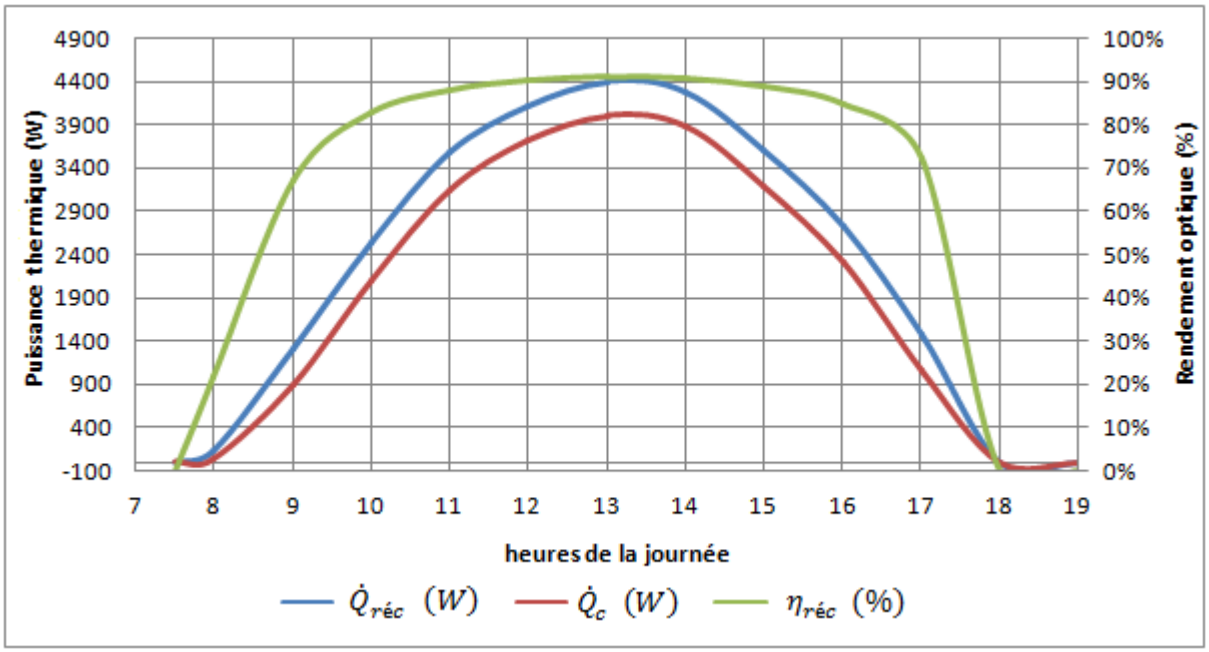


Figure IV. 32 : L'évolution journalière du flux reçu et absorbée par le récepteur et son rendement (Le 15-01-2014)

La courbe du rendement thermique du récepteur est formée par deux allures différentes, une allure caractérisée par un palier ou le rendement thermique dépasse 80% (compris entre 80 et 94%) qui représente la période bien ensoleillée de la journée et une allure linéaire dont le rendement est faible représente les périodes moins ensoleillés de la journée (début et fin de la journée). La durée de la période bien ensoleillée dépend de la saison, elle s'étend de 8h jusqu'à 18h pendant la journée

type du mois de juin (saison estivale) soit une durée de 10 heures de fonctionnement. Alors que dans la journée type du mois de janvier (période hivernale), elle s'entend de 9h40min jusqu'à 16h40min, soit une durée de 7 heures de fonctionnement. En effet, la faible durée d'ensoleillement est due à la faible hauteur du soleil dans la période hivernale. Dans la période moins ensoleillé (début et fin de journée) le récepteur n'est pas efficace thermiquement (rendement thermique faible) à cause de la diminution d'une part du DNI et d'autre part de la baisse de la température du milieu ambiant qui est en faveur des déperditions thermique par convection. Globalement, un faible ensoleillement qui résulte d'un faible angle d'élévation du soleil est en faveur d'un DNI faible et d'une déperdition thermique au niveau des parois du récepteur élevée. Sur la Figure (IV.33) est représentée la variation du coefficient de transfert de chaleur convectif en fonction de l'angle d'élévation du soleil pour une vitesse du vent et un DNI constants. L'examen de cette figure montre bien que le coefficient convectif diminue favorisant ainsi la réduction de la déperdition thermique au fur et à mesure que soleil remonte. On note que les périodes du lever et du coucher de soleil sont caractérisés par des faibles angles d'élévation donc un coefficient convectif élevé qui signifie que des pertes thermiques deviennent plus importantes.

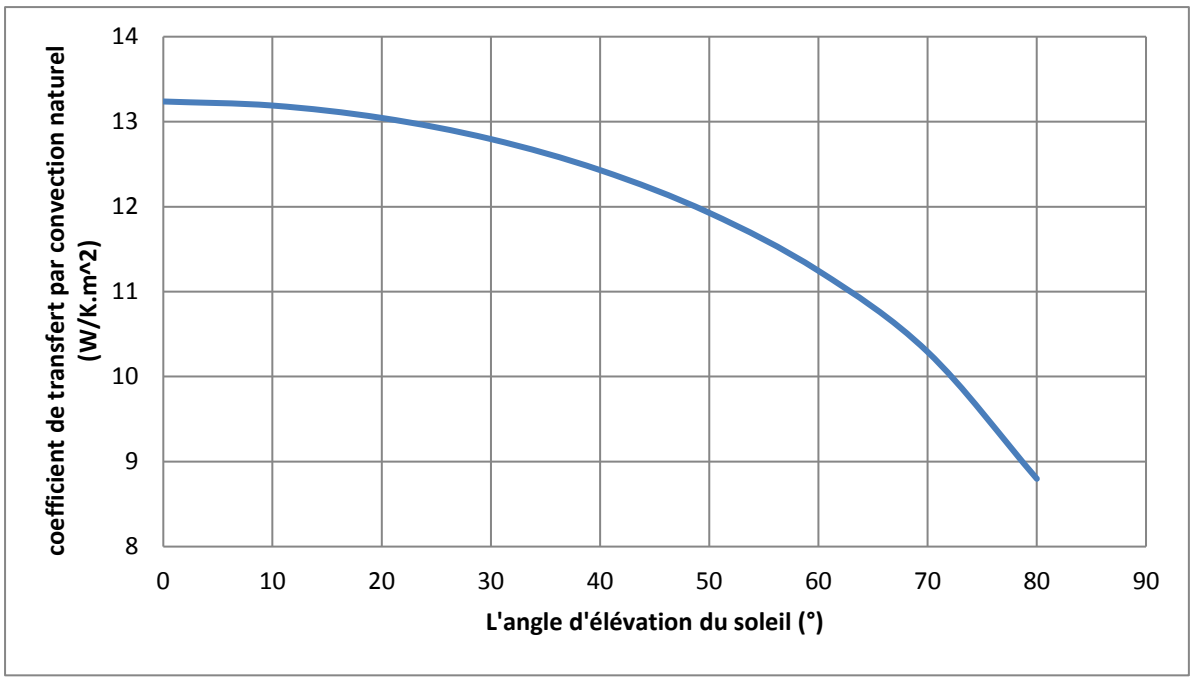


Figure IV. 33 : Influence de l'angle d'élévation du soleil sur le coefficient de transfert de chaleur convectif

IV.7 Résultats de modélisation du moteur Stirling

La troisième étape consiste à calculer la puissance mécanique produite par le moteur en fonction de la puissance thermique absorbé au niveau du récepteur. Ces puissances sont présentées dans les Figures (IV.34 et IV.35) pour les deux journées type.

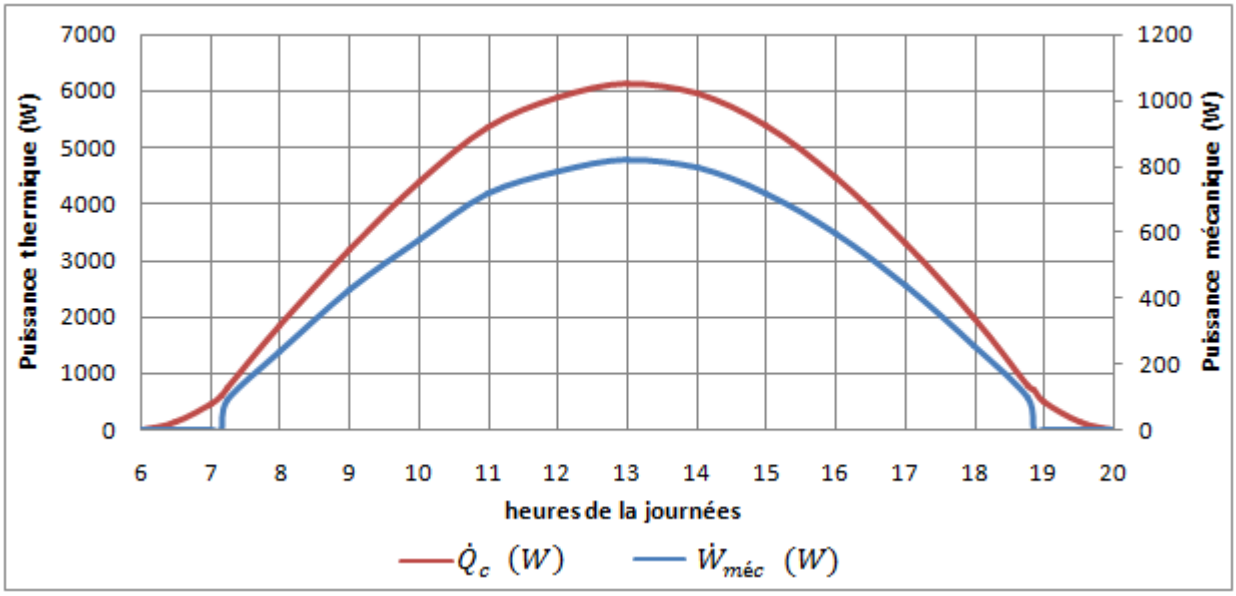


Figure IV. 34 : L'évolution journalière de la puissance thermique absorbée et la puissance mécanique produite par le moteur (Le 03-06-2014)

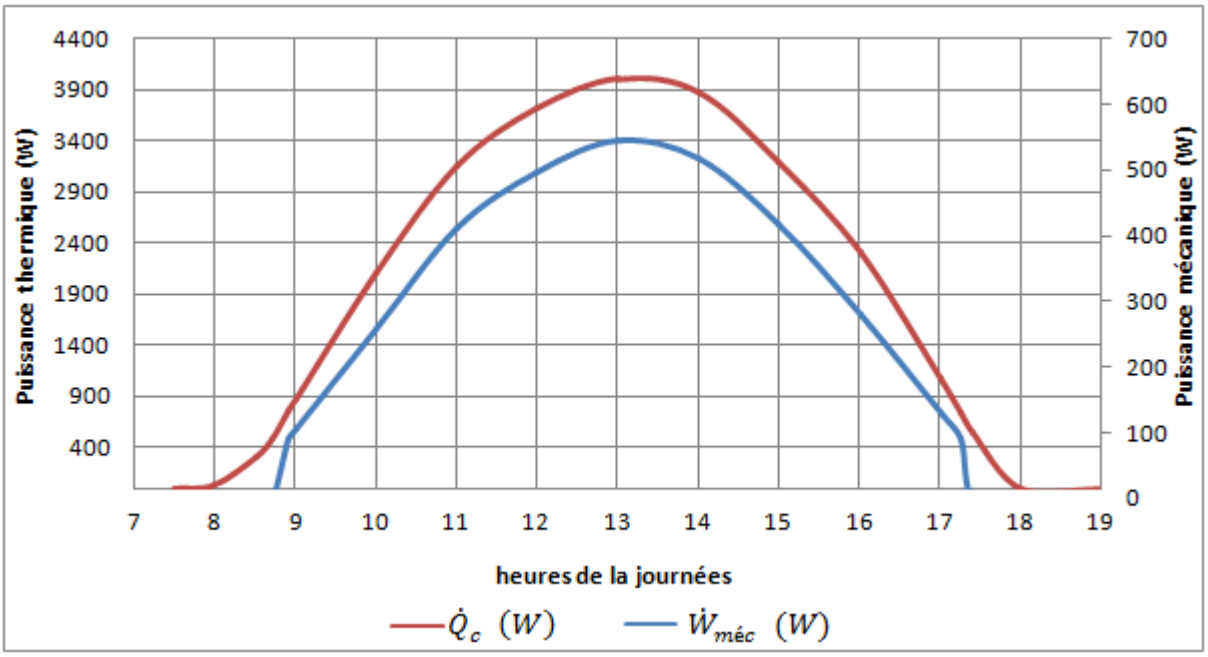


Figure IV. 35 : L'évolution journalière de la puissance thermique absorbée et la puissance mécanique produite par le moteur (Le 15-01-2014)

Les plus faibles valeurs de puissance mécanique générée par le moteur sont naturellement enregistrées au lever et au coucher du soleil. Alors que dans la période caractérisée par un ensoleillement important, les valeurs de puissance mécanique du moteur sont les plus élevées, un maximum de puissance est généré vers 13 h. Un écart horaire entre les deux courbes de puissance (thermique et mécanique) est observé au lever et au coucher du soleil, en effet, le moteur démarre dès que la puissance thermique reçu atteint une valeur de 740W qui équivaut à 240 W/m^2. Cette valeur de DNI est considérée comme étant la valeur minimale d'ensoleillement direct nécessaire pour que le moteur Stirling choisi pour cette installation puisse déclencher.

On observe également qu'il y a une différence importante entre la puissance thermique journalière reçu par le moteur et la puissance mécanique journalière comme le montre les deux Figures (IV.34 et 35). Par exemple, dans la journée du 03 juin 2014 à 13h, le moteur a reçu 6.14 KW thermique alors seulement 0.82 KW qui ont été converti en puissance mécanique soit un rendement de 13%. Les rendements observés le long des deux journées types s'échelonnent entre 12 et 13% malgré l'utilisation d'un gaz léger (Hélium) avec une haute pression (10bar). Ces résultats se sont révélés éloignés des résultats souhaités, principalement en raison de quelques facteurs qui n'ont pas été pris en considération lors du choix des paramètres géométrique du moteur Stirling dont les plus importants sont :

- ✓ Le moteur qui fait l'objet d'étude ne possède pas des échangeurs de chaleur parfait de forme tubulaire ou d'ailettes par exemple qui soient intégrés au niveau de la source chaude et de la source froide. L'utilisation de ce type d'échangeur devrait améliorer l'échange thermique.
- ✓ Ce moteur ne possède également pas une matrice de régénération sensé être placer entre la chambre de compression et la chambre de détente afin d'améliorer les performances du moteur [134].

IV.8 Evolution du système classique (parabole /Stirling)

IV.8.1 La demande et la production électrique (système classique)

Les Figures (IV.36, 37, 38 et 39) représentent les graphes d'exploitation d'un foyer équipé d'un système classique "parabole/Stirling". Ces figures permettent de visualiser la différence entre la production et la demande en électricité dans le foyer choisi pendant la période d'été et la période d'hiver pour les deux scénarios (faible et forte consommation). Il faut noter que dans le présent travail, le rendement de l'alternateur électrique (η_{alt}) est supposé constant et égale à 0.93 (93%) indépendamment du régime du moteur Stirling.

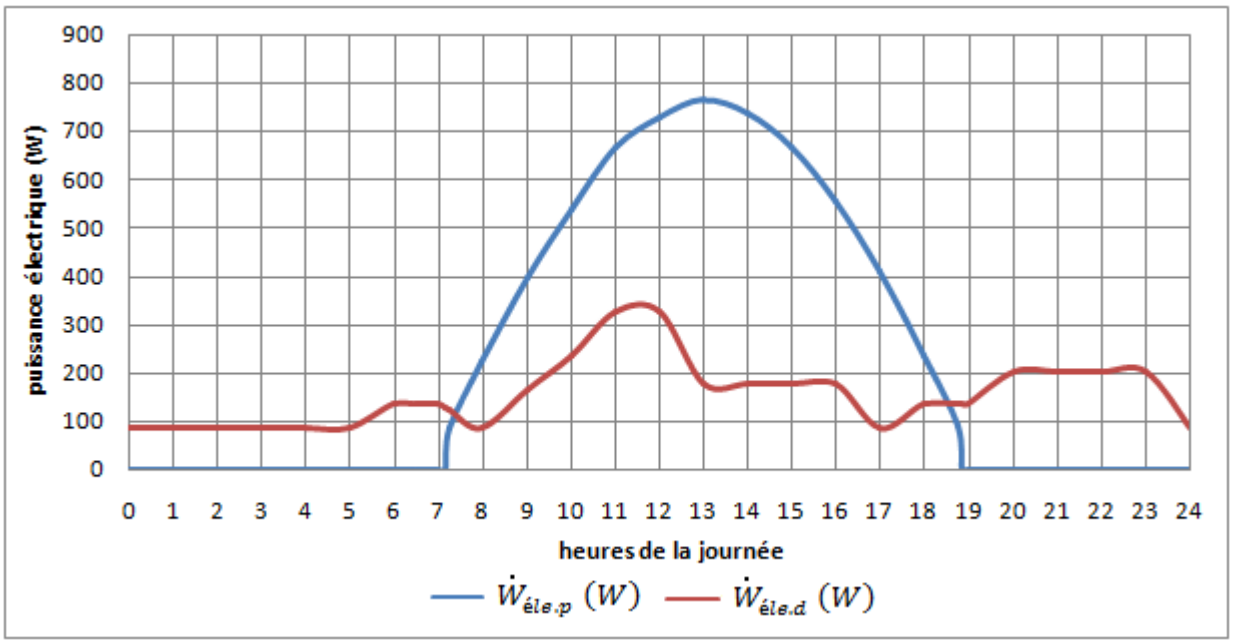


Figure IV. 36 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système classique et la puissance électrique demandée par le foyer (faible consommation,03-06-2014)

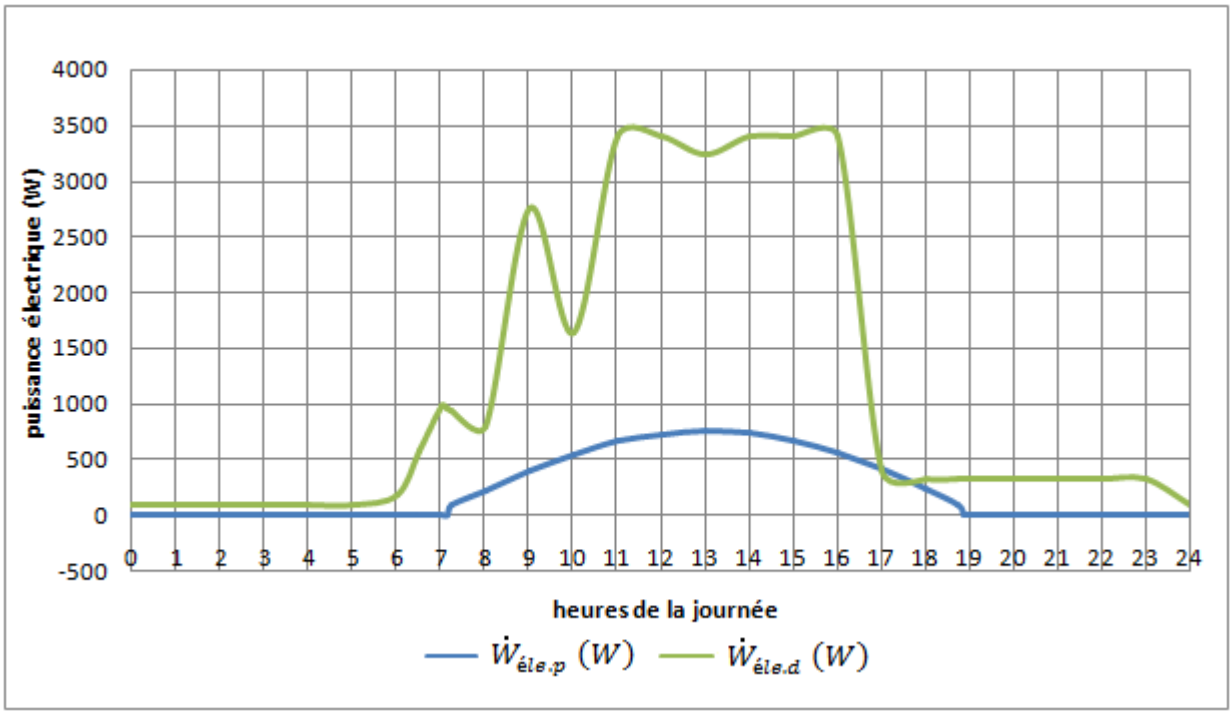


Figure IV. 37 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système classique et la puissance électrique demandée par le foyer (forte consommation,03-06-2014)

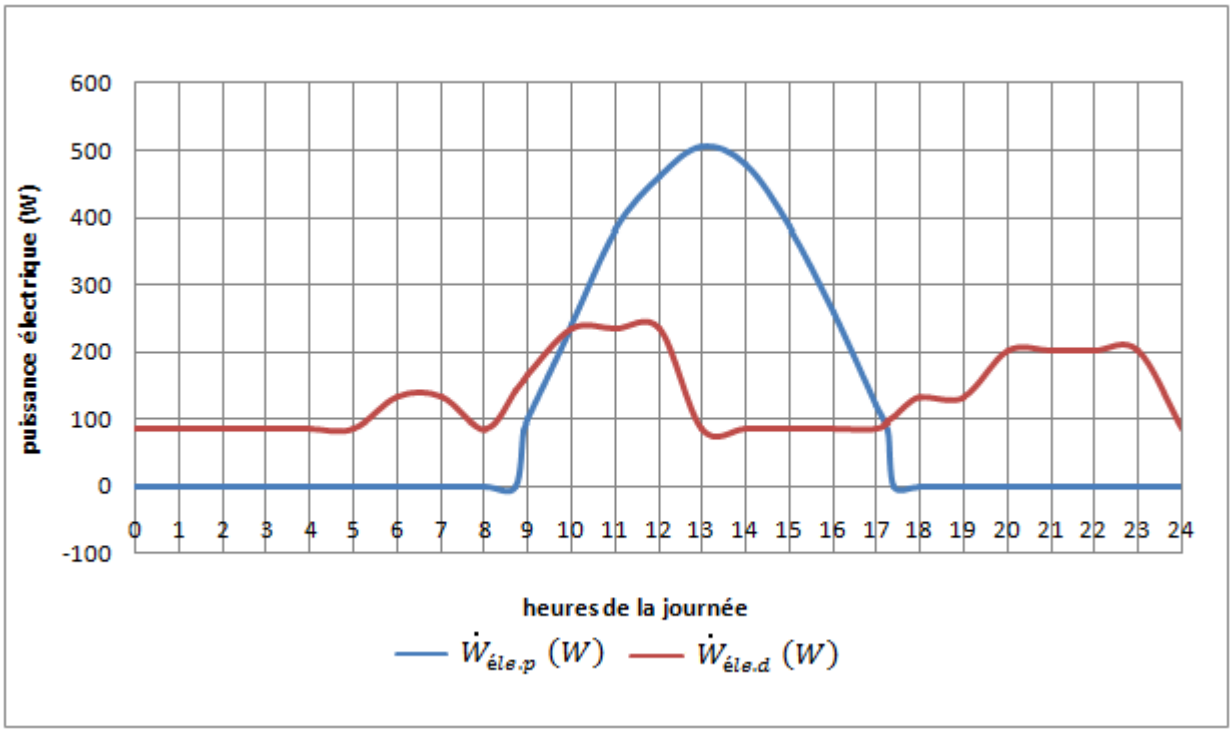


Figure IV. 38 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système classique et la puissance électrique demandée par le foyer (faible consommation, 15-01-2014)

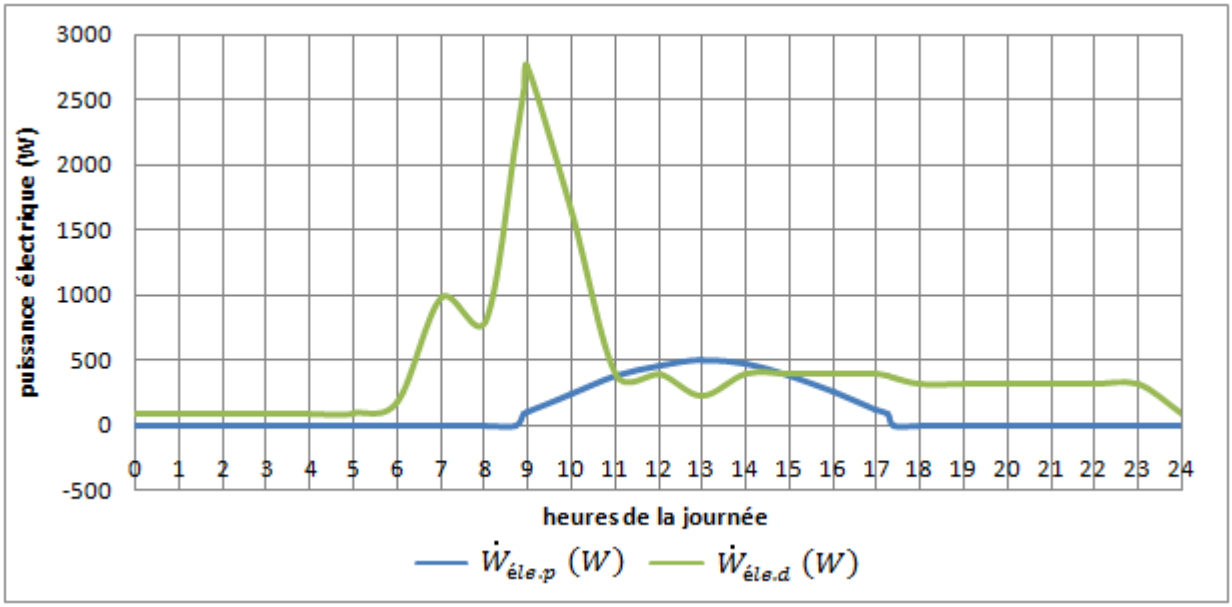


Figure IV. 39 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système classique et la puissance électrique demandée par le foyer (forte consommation, 15-01-2014)

Dans les quatre graphiques, on voit que les deux courbes (production/demande) sont totalement différentes les unes des autres. La production d'électricité est en forme de cloche qui dépend seulement du taux d'ensoleillement et caractérisée évidemment par des valeurs nulles la nuit. De l'autre côté, la consommation est 24h/24h, même la nuit pour le fonctionnement du frigo, appareils en veille, … et le reste dépend du mode de vie des occupants du foyer. Or, l'étude de la courbe de demande dans le cas de la faible consommation montre que les pics de demande sont enregistrés le matin et le soir. En ce qui concerne les courbes de consommation dans le cas de la forte demande de plus des pics relatif au matin et soir d'autres pics apparaissent pendant la journée correspondant à l'utilisation des appareils consommatrices d'énergie électrique.

La surface en dessous de la courbe de demande électrique représente la consommation journalière du foyer (en KWh), tandis que la surface en dessous de la courbe de production électrique représente la production journalière de l'installation (en KWh). Ainsi, dans la partie du graphique où les deux courbes sont superposés, la surface située sous les deux courbes en même temps correspond à la partie où la production est égale à la consommation, alors que la surface comprise entre les deux courbes correspond à la partie de production qui n'est pas consommée par le foyer (surplus).

L'analyse des courbes (production/demande) correspondants à la faible consommation (Figures (IV.36 et 38) pour les période estivale et hivernal montre que l'installation peut couvrir la demande d'une durée d'environ de 08 heures entre 09 h00 et 17h00 dans la journée type d'été et d'environ de 04 heures entre 11 h00 et 15h00 dans la journée type d'hivers. De plus, dans ces intervalles du temps un excès de production est enregistré. Alors que la production de l'installation ne peut jamais couvrir la forte demande (Figures IV.37 et 39) surtout dans la période d'été et ce à cause de l'utilisation des appareils énergivores (Lave-linge, climatiseur, aspirateur et fer à repassé). On note aussi que ces appareils sont beaucoup plus puissants par rapport aux capacités de notre installation, même si on veut donner plus d'énergie thermique au moteur que ce soit par l'augmentation de la surface du concentrateur solaire ou par la combustion de Biogaz à cause de la faible surface

d'échange du récepteur. C'est pourquoi nous avons abandonné l'idée de couvrir les besoins en électricité dans le cas de la forte demande, et dans tout ce qui suit nous nous intéressons qu'au cas de la faible consommation. Les résultats de l'étude sont regroupés dans le Tableau (IV.8).

Tableau IV.8 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (faible consommation)

Période	Consommation (KWh)	Production (KWh)	Production Utilisé (KWh)	Surplus (KWh)	Taux d'autoconsommation	Taux d'autoproduction
Estivale	3,678	5,931	2,129	3,802	35,90	57,88
Hivernale	3,138	2,878	1,187	1,691	41,24	37,83

L'examen des données illustrées dans ce tableau indique que l'installation est en capacité de produire suffisamment d'électricité dans la journée d'été pour couvrir tous les besoins des occupants soit un taux "production/consommation" de 1.61. Il en est de même pour la période d'hivers avec un taux "production/consommation" de 0.92. Il est à signaler que la production de l'installation est assurée dans un intervalle du temps bien spécifique, alors que la consommation est pendant toute la journée y compris la nuit.

Pour être plus concret à propos des données de calculs de production et de consommation, il est commode d'utiliser le paramètre "taux d'autoconsommation" qui désigne la part de la production utilisée sur la production totale et le paramètre "taux d'autoproduction" qui représente le rapport entre la production utilisée et la consommation total. Malgré que l'installation produise 2 fois plus d'électricité en période d'été qu'en hiver, mais les résultats montrent que le taux d'autoconsommation en période d'été est inférieur à celui de la période d'hiver soit 35.9% contre 41.24% e. Autrement dit, 64.1% de la production en période d'été n'est pas utilisée contre 58.76% en période d'hiver. Cependant, 57.88% des besoins sont vraiment couverts en été versus 37.83% seulement en hiver.

IV.8.2 Optimisation de "Production-consommation" électrique

IV.8.2.1 Ajustement de la consommation

Afin d'optimiser le taux d'autoconsommation et le taux d'autoproduction et tirer le maximum de profit de l'installation, il faut envisager d'exploiter la plus grande partie possible de l'électricité ainsi produite. Une des solutions consiste à stocker le surplus de l'électricité dans des batteries, mais cela requiert un investissement très couteux. Une autre solution qui s'avère plus au moins rationnelle consiste à organiser ou d'ajuster l'utilisation de certains appareils électriques pendant la période de la production d'énergie par l'installation. La Figure (IV.40) montre que le seul ajustement qu'on peut apporter sur la consommation journalière est dans la journée type d'hiver (période d'hiver). Il s'agit de l'ajustement du créneau d'utilisation de l'ordinateur pour qu'il fonctionne par d'électricité produite par l'installation. Les résultats relatifs à cet ajustement sont regroupés dans le Tableau (IV.9). Ces résultats indiquent que le taux d'autoconsommation a

augmenté de 41.24% à 43.64%, ce qui veut dire que 2.4% de l'électricité produite a été encore exploitée. Ainsi que le taux d'autoproduction a passé de 37.83% à 40.03%, ce qui signifié que 2.2% de la demande a été encore couverte. Mais même avec cette amélioration on enregistre 56.36% de la puissance produite qui n'est toujours pas exploitée, disant du gâcher.

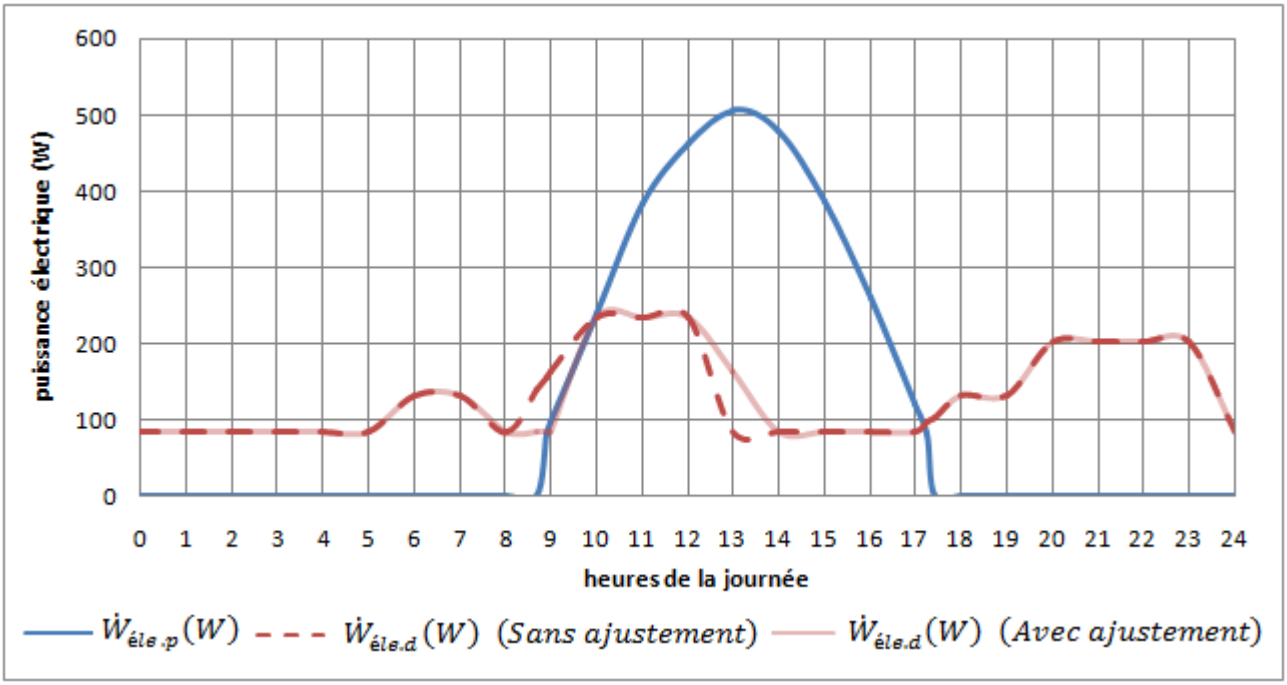


Figure IV. 40 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé sans et avec ajustement de consommation (Le 15-01- 2014)

Tableau IV.9 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (avec et sans ajustement)

Période hivernale	Consommation (KWh)	Production (KWh)	Production utilisé (KWh)	Surplus (KWh)	Taux d'autoconsommation	Taux d'autoproduction
Sans ajustement	3,138	2,878	1,187	1,691	41,24	37,83
Avec ajustement	3,138	2,878	1,256	1,622	43,64	40,03

IV.8.2.2 Repositionnement de l'ensemble "R-M-A"

Pour profiter jusqu'au bout du surplus d'énergie, l'installation est supposée être équiper d'un système d'automatisation permet de déclencher un vérin électrique pour déplacer l'ensemble "R-M-A" de la 2ème vers la 4ème position en passant par la 3ème position (voir § III.3). Le système se met en marche dès que la production de l'installation n'est pas assez exploitée (excès de production). Ce procédé est permet de récupérer une partie de l'énergie thermique concentrée avant qu'elle soit transformée en énergie électrique inutile. Les Figures (IV.41 et IV.42) présentent les

évolutions de la production et la demande journalière d'électricité dans la journée d'été et d'hiver respectivement. La production a été calculée pour différentes positions de l'ensemble "R-M-A" définies par l'écart entre le rayon de l'échangeur de chaleur éclairé et le rayon du récepteur $(r_{éch.\ éclairé} - r_{réc})$ de tel sort que :

$$\begin{cases} position\ 2 \equiv & (r_{éch.\ éclairé} - r_{réc} = 0\ m) \\ position\ 3 \equiv & (r_{éch.\ éclairé} - r_{réc} = 0.025\ m) \\ position\ 4 \equiv & (r_{éch.\ éclairé} - r_{réc} = 0.05\ m) \end{cases}$$

Afin de tracer les courbes de production d'électricité en fonction de ces nouvelles positions, on doit refaire à nouveau tous les calculs de la chaîne de la conversion énergétique "*solaire→électricité*". Les résultats de la production et de la demande, ainsi du taux d'autoconsommation et du taux d'autoproduction sont regroupés dans le Tableau (IV.10).

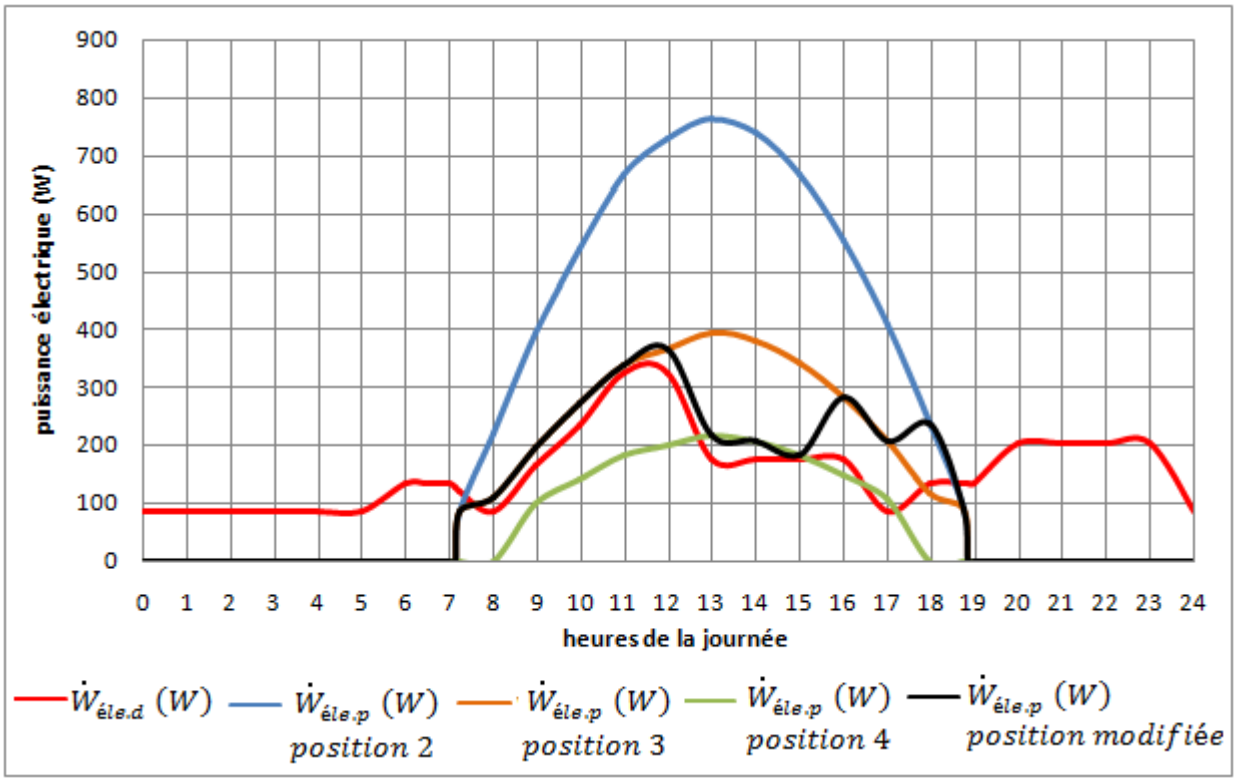


Figure IV. 41 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé pour différentes positions du "R-M-A" (Le 03-06- 2014)

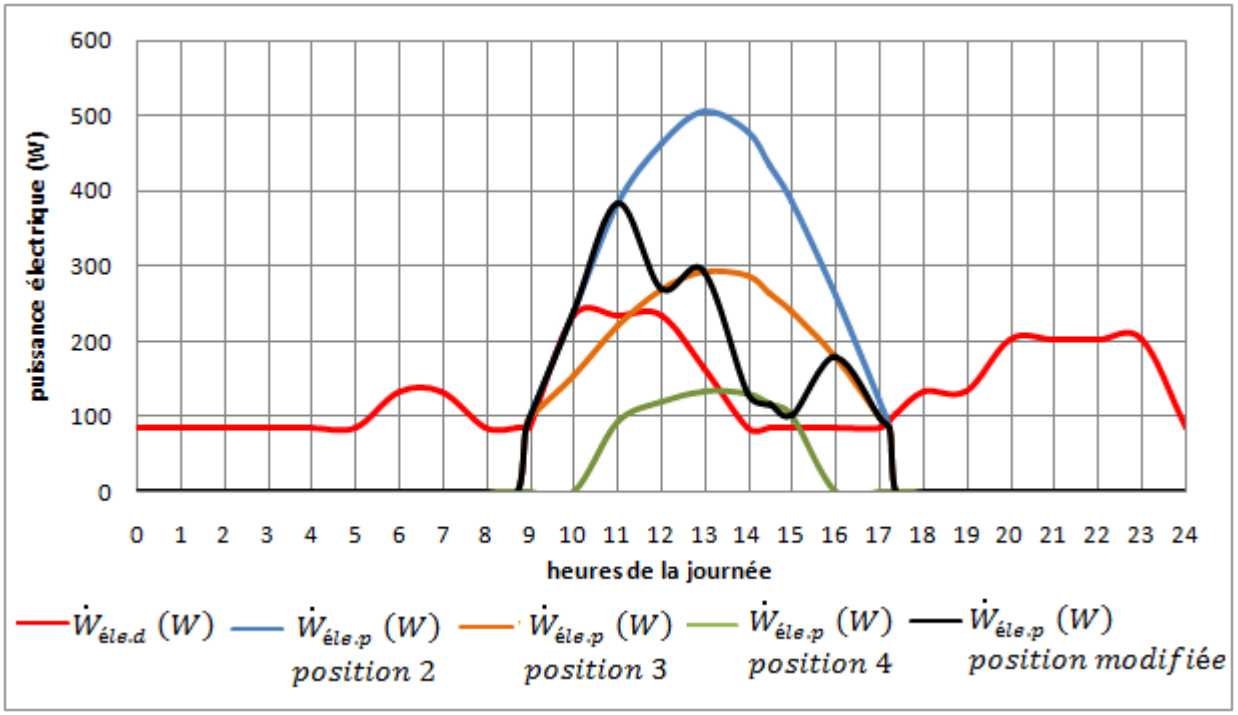


Figure IV. 42 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite et demandé pour différentes positions du "R-M-A" (Le 15-01-2014)

Quand le l'ensemble R-M-A est en 2ème position, on remarque que la production couvre toute la demande possible et ce de 7h30min à 18h30min avec un taux d'autoproduction maximal de 57.88% en période d'été et de 8h45min à 17h15min avec un taux d'autoproduction maximal de 40.03% en période d'hiver. Les valeurs de ces deux taux représentent les limites de l'installation tant qu'on n'utilise que l'énergie solaire. Cependant, on remarque un surplus important de puissance électrique à l'environ de 64.1% en période d'été et de 58.76% en période d'hiver qui est due au faible taux d'autoconsommation. A propos de la 4ème position, il est clair que presque toute la courbe de la production est au-dessous de la courbe de la demande sauf dans des petits créneaux allant de 12h45 à 14h45 en période d'été et de 13h30 à 15h00 en période d'hiver. Cette faible production ne représente que 40.58% de la consommation totale dans la journée d'été, et de 20.86% de la consommation totale dans la journée d'hiver. Cela est expliqué par le fait que la quantité d'énergie thermique reçu par le récepteur est insuffisante.

En ce qui concerne la position intermédiaire (position 3), on constate une amélioration très importante du taux d'autoconsommation dans les deux journées types qui sont caractérisées par un taux d'autoproduction de 57.88% et de 39.48% respectivement dans la journée type d'été et celle de l'hiver. En outre, cette position a permis de récupérer une quantité d'énergie thermique importante au niveau de l'échangeur de chaleur avant qu'elle soit convertie en énergie électrique inutilisable. En effet, en allant de la position 2 vers la position 4, le système a le pouvoir de récupérer plus d'énergie thermique. C'est pour cette raison, nous avons essayé de mettre l'ensemble "R-M-A" dans une position qui permis d'assurer tout le temps la satisfaction en énergie électrique et en même temps d'éviter la surproduction d'électricité par récupération de l'énergie thermique au niveau du récepteur. Avec ce changement de position appelé "Position modifiée", le système peut atteindre des taux d'autoconsommation très intéressants de l'ordre de 80.64% en période d'été et de 72.06% en période d'hiver. De plus, toute la demande dans le créneau caractérisé par un fort

ensoleillement est totalement couverte de tel sort que les taux d'autoproduction atteignent leurs maximums. Aussi, le système a récupéré une quantité d'énergie thermique chaque fois que l'ensemble "R-M-A" se mettre dans la position 3 ou 4.

Tableau IV.10 : Résultats de la production-consommation de puissance électrique (différentes positions de "R-M-A")

Période	Positions	Consommation (KWh)	Production (KWh)	Production utilisé (KWh)	Surplus (KWh)	Taux d'autoconsommation	Taux d'autoproduction
Estivale	Position 2	3,678	5,931	2,129	3,802	35,90	57,88
	Position 3	3,678	3,049	2,129	0,92	69,83	57,88
	Position 4	3,678	1,549	1,4924	/	/	40,58
	Modifiée	3,678	2,644	2,129	0,515	80,52	57,88
Hivernale	Position 2	3,138	2,878	1,256	1,622	43,64	40,03
	Position 3	3,138	1,79	1,239	0,551	69,22	39,48
	Position 4	3,138	0,661	0,65445	/	/	20,86
	Modifiée	3,138	1,743	1,256	0,487	72,06	40,03

Sur les Figures (IV.43 et 44) sont illustrés les puissances thermiques récupérées par le système quand l'ensemble "R-M-A" est en position normale (2ème position) et quand aussi il change de position (position modifiée). Sur ces figures on voit clairement l'intérêt de la position modifiée sur la récupération de l'énergie thermique. Les gains thermiques pour différentes journées types sont regroupés dans le Tableau (IV. 11). On note que le gain de puissance thermique aide à accélérer le processus de la production de biogaz

Tableau IV.11 : Le gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée du "R-M-A"

Journée	Puissance thermique récupéré (KWh)		Le gain (KWh)
	Position 2	Position modifiée	
03/06/2014	41629,285	46301,126	4671,841
15/01/2014	20354,401	23303,347	2948,946

De plus, le repositionnement de l'ensemble "R-M-A" permet non seulement de récupérer plus d'énergie thermique, mais aussi d'augmenter la durée de vie de l'installation par l'abaissement de rythme de fonctionnement du moteur selon les besoins et de ne pas le laissé fonctionner à un rythme élevé inutilement.

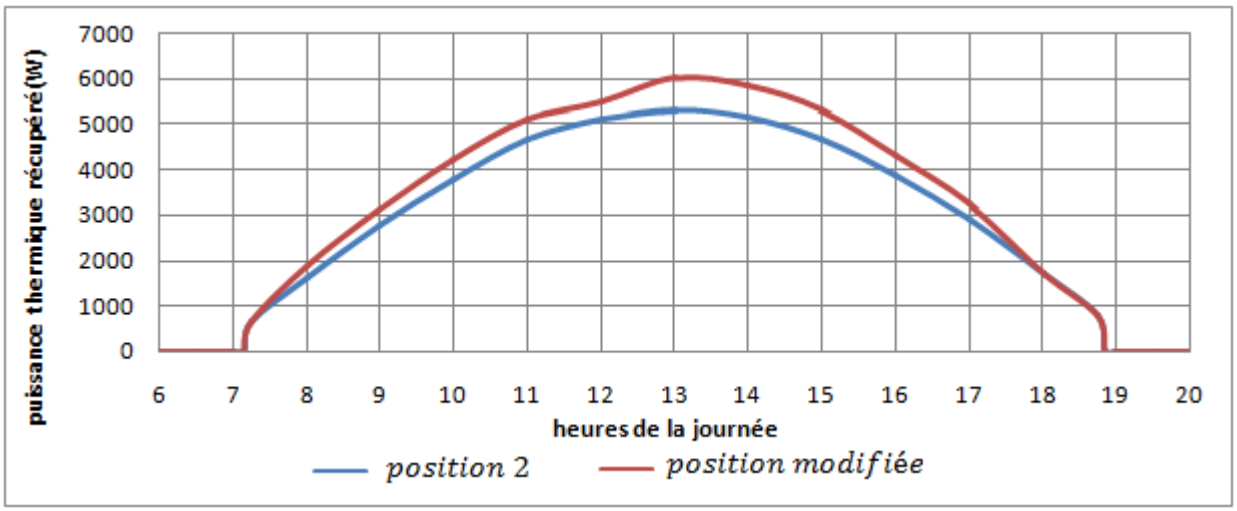


Figure IV. 43 : Représentation du gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée (Le 03-06-2014)

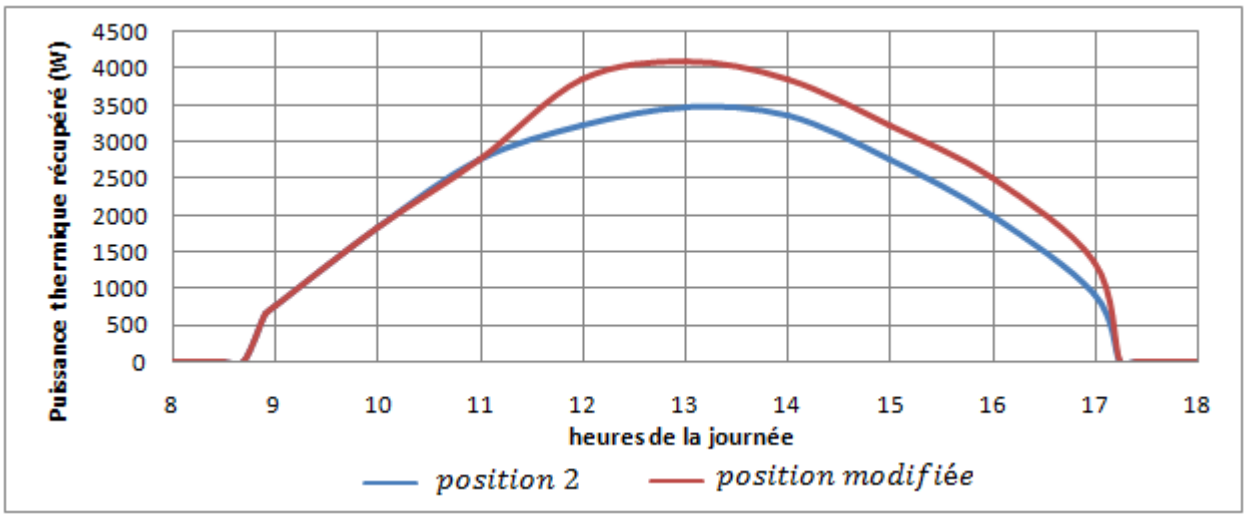


Figure IV. 44 : Représentation du gain en énergie thermique entre la position 2 et la position modifiée (Le 15-01-2014)

IV.9 Evolution du système hybride Parabole Stirling /Bruleur à biogaz

IV.9.1 Résultats de modélisation du bruleur

Comme nous l'avons signalé précédemment l'installation hybride est équipée d'un bruleur de type "Swiss-roll" composé d'une chambre de combustion à petite taille capable de fournir suffisamment d'énergie thermique pour faire tourner le moteur Stirling afin de couvrir les besoins en énergie électrique durant les périodes où l'énergie solaire serait insuffisante pour la production de l'électricité.

Dans cette étude on suppose que le bruleur couvre entièrement le récepteur y compris la partie circulaire en absence du soleil (Position 0) ce qui veut dire que toutes l'énergie produite par la combustion du Biogaz se transmis au moteur sans aucune perte. Par analyse CFD, nous avons modélisé le fonctionnement du Bruleur dans les conditions imposées.

Les effets de la vitesse d'injection du biogaz sur la puissance thermique du bruleur($\dot{Q}_{brul}$) et de son rendement η_{brul} sont représentés dans la Figure (IV.45).

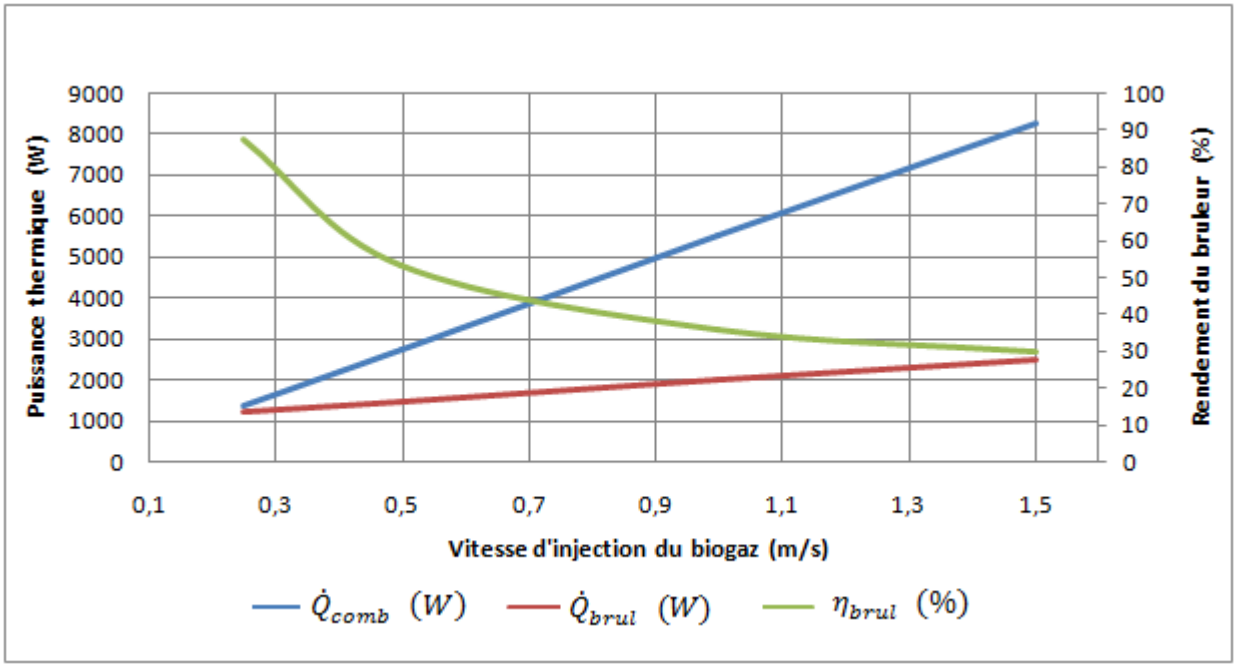


Figure IV. 45 : La puissance thermique et le rendement du bruleur en fonction de la vitesse d'injection du biogaz

La vitesse de biogaz a été limitée à 1.5 m/s parce qu'au-delà de cette vitesse il a été remarqué que la flamme quitte la chambre de combustion vers l'échangeur de chaleur. D'après les résultats obtenus, on constate que la puissance générée par la combustion augmente avec la vitesse d'injection. En effet, la puissance de combustion est le résultat du produit du PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) et le débit du biogaz. La même évolution est obtenue pour la puissance transférée vers le récepteur en fonction de la vitesse d'injection mais pas autant que la puissance de combustion en raison de la chute du rendement du bruleur en fonction de la vitesse d'injection du Biogaz. Par exemple, le rendement du bruleur est de 87.28 % pour V_{biogaz} = 0.25 m/s mais il chute à 29.90 % quand V_{biogaz} = 1.5 m/s.

L'effet de la vitesse du biogaz sur le rendement du bruleur est illustré sur la Figure (IV.46). Sur cette figure sont représentés les contours de température pour différentes vitesses de biogaz respectivement 0.5, 1 et 1.5 m/s. Ces contours nous renseignent sur l'expansion de la flamme et de la manière par laquelle la chaleur se propage dans le récepteur.

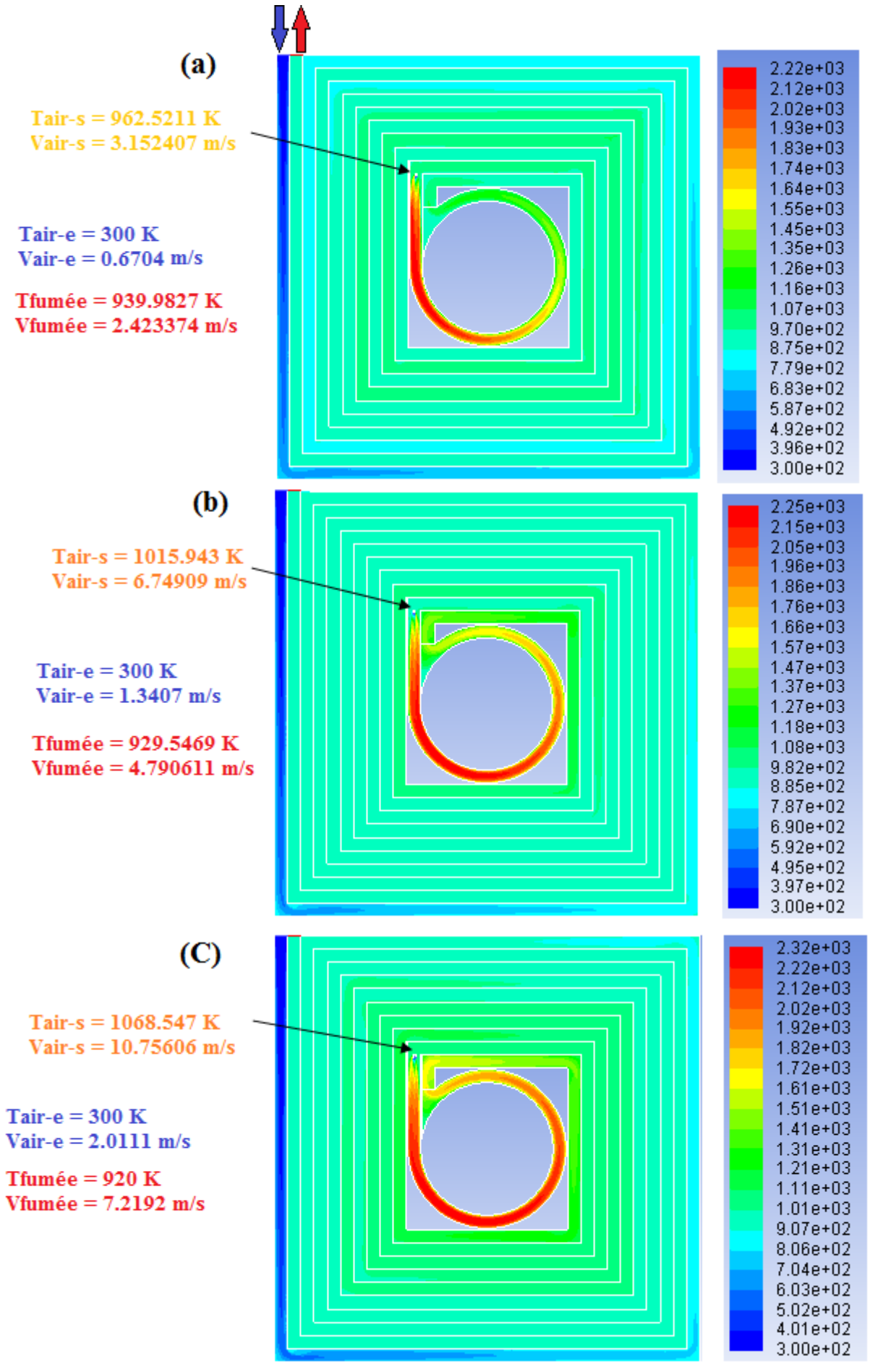


Figure IV. 46 : Contours de Température pour les vitesse d'injection de biogaz (a) : 0.5 m/s, (b) : 1 m/s et (c) : 1.5 m/s, dans un bruleur "Swiss-roll" à 10 spirales.

On peut remarquer que la flamme issue du bruleur est bien collée à la paroi latérale du récepteur pour toutes les vitesses d'injections testées, ce qui assure un bon transfert de chaleur au récepteur. Cependant, la taille de la flamme diffère d'une vitesse d'injection à l'autre. Par exemple, pour V_{biogaz} = 0.5 m/s, la flamme couvre environ la moitié de la surface du récepteur quant à l'autre moitié est en contacte directe avec les fumées caractérisées par de très haute température. Cela signifie que le récepteur reçoit encore directement de la chaleur qui est contenue dans les fumées ce qui se traduit par un bon rendement (53.34%). Pour le 2ème cas où V_{biogaz} = 1 m/s on aperçoit que la flamme crée couvre une bonne partie du récepteur soit plus de puissance est transmise au récepteur. Néanmoins, une énergie considérable qui est contenue dans les fumées est perdue malgré l'existence de l'échangeur de chaleur car il est préférable de récupérer cette énergie directement dans le récepteur que de la récupérer dans l'échangeur de chaleur et ce à cause de la limitation de ce dernier en terme d'efficacité thermique. Dans le 3ème cas où V_{biogaz} = 1.5 m/s, la puissance transmise au récepteur est visiblement supérieure à celle du 2ème cas en raison de la flamme qui couvre entièrement le récepteur. Mais dans ces conditions les fumées qui sont caractérisées par une température très élevée apparaissent à l'extérieure de la chambre de combustion ce qui se répercute sur le rendement du bruleur (29.9%).

On note que l'augmentation de la vitesse d'injection de biogaz exige une augmentation d'entrée d'air afin de respecter le rapport (biogaz/air). Ainsi, l'air prend de la vitesse peu à peu et se propage dans l'échangeur chaque fois que sa température augmente à cause de sa dilatation. Cette augmentation de vitesse de l'air jeu un rôle très important dans le transfert thermique entre les fumées et l'air frais ce qui se traduit par l'élévation de la température de la flamme (2220 K pour V_{biogaz} = 0.5 m/s, et 2250 K pour 1 m/s, et enfin 2320 K pour 1.5 m/s). Par conséquent, ces valeurs de température dépassent la température adiabatique de la combustion du méthane avec de l'air ce qui explique l'intérêt des bruleurs à recirculation. Pour information, la température adiabatique de la combustion du biogaz pour un excès d'air de 10% et une fraction molaire de 70% de méthane a été obtenue (2487 K) en utilisant l'équation (III.37). La valeur calculée est surestimée en raison de la négligence des pertes thermiques vers l'extérieur.

IV.9.2 La demande et la production électrique (système hybride)

Après avoir estimé la puissance thermique récupérée par le bruleur (Q_{brul}) en fonction de la vitesse d'injection de biogaz (autrement dit : en fonction du débit de biogaz), les résultats trouvés sont intégrés dans la chaine de conversion énergétique "*solaire+ bruleur → électricité*" pour estimer la production quand l'ensemble "R-M-A" se trouve dans la Position 1, et dans la chaine de conversion énergétique "*bruleur → électricité*" quand l'ensemble "R-M-A" se trouve dans la Position 0. Les Figures (IV.47 et IV.48) représentent la consommation du foyer étudié ainsi que la production finale en électricité du système en présence et en absence du soleil en tenant compte des améliorations apportées à propos de l'ajustement de la consommation et de repositionnement de l'ensemble "R-M-A". Les débits de biogaz sont choisis d'une manière optimisée de tel sort que la puissance électrique produite couvre la consommation du foyer.

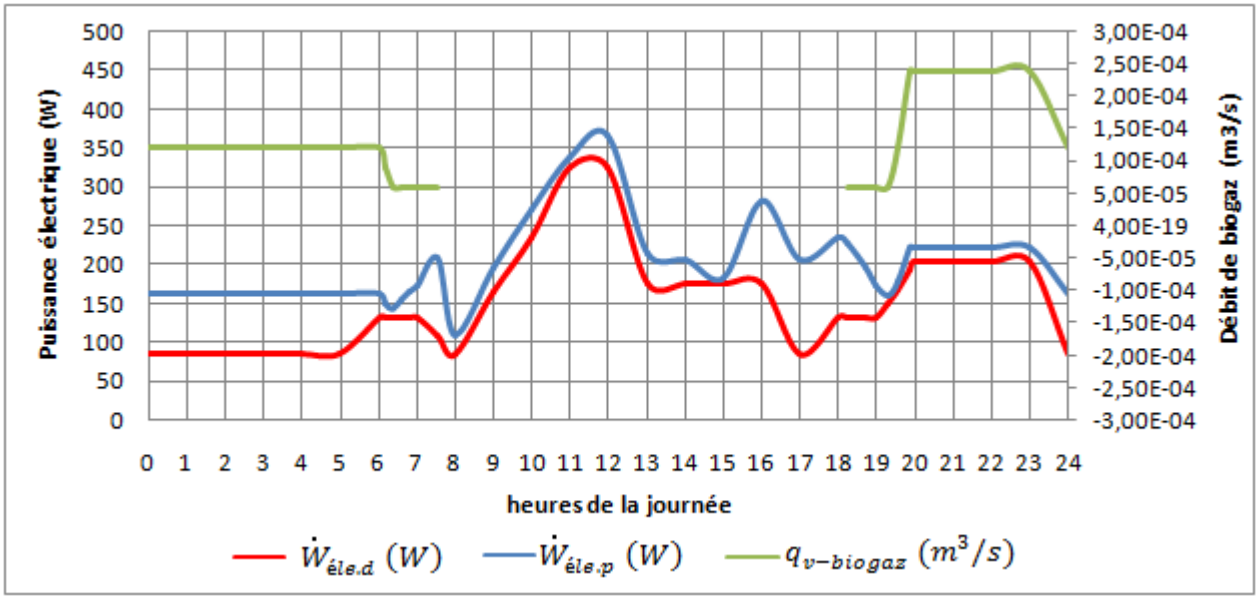


Figure IV. 47 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système hybride et la puissance demandé par le foyer (Le 03-06- 2014)

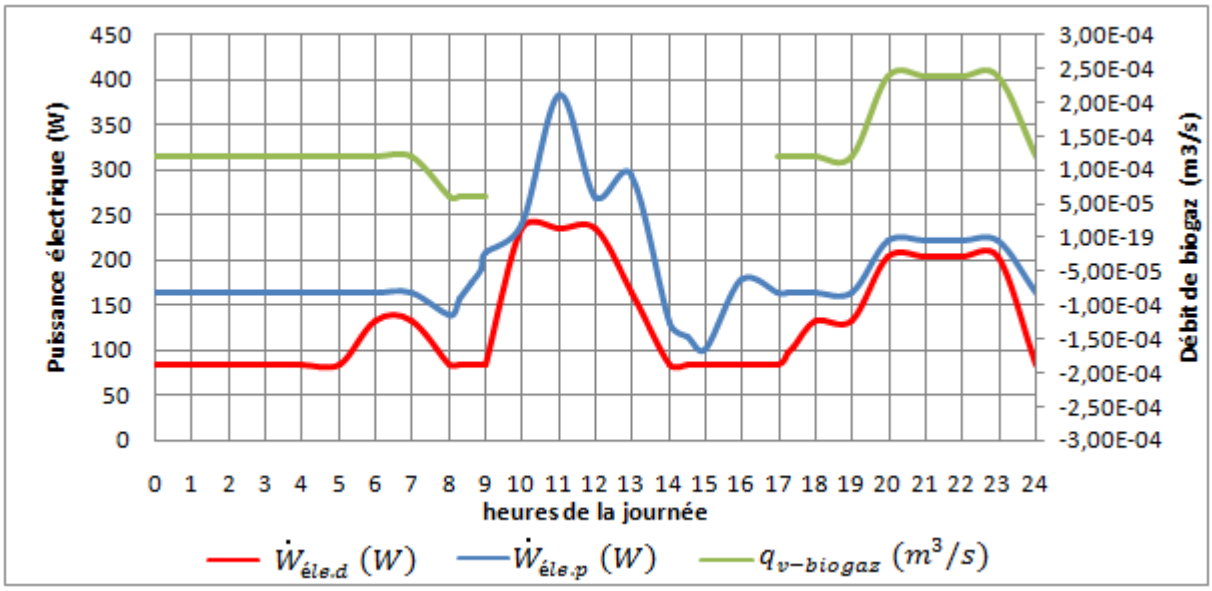


Figure IV. 48 : L'évolution journalière de la puissance électrique produite par le système hybride et la puissance demandé par le foyer (Le 15-01-2014)

D'après les évolutions de la production et la consommation pour les deux journées types, on peut dire finalement que toute la consommation a été couverte avec succès. En plus une énergie thermique considérable a été récupérée. Le Tableau (IV.12) présente en détail le passage entre les positions prisent les longs des journées étudiées. On peut constater que la Position la plus dominante est la Position 0 qui correspond à l'absence du soleil, durant cette position, le système consomme une quantité importante de biogaz de l'ordre de 6.04 m^3 dans la journée d'été et de 8.098 m^3 dans la journée d'hiver. Le passage de la position 0 à la position 1 est caractérisé par une réduction linéaire en alimentation de biogaz jusqu'au attendre la position 1 avec un faible débit de biogaz (0.6 e^{-5} m^3/s).

L'apport supplémentaire de chaleur par combustion à faible débit au lever du soleil, au moment où l'énergie solaire n'est même pas assez suffisante de faire tourner le moteur, permet l'augmentation de la production de façon significative prouvant ainsi l'utilité économique de la position 1. Le passage de la position 1 à la position 2 (de 07:33 à 18:00 en période d'été) et à la position 3 (de 09:00 à 16:00 en période d'hiver) se fait selon le besoin en énergie électrique, ainsi, la production se fait d'une manière linéaire lors du passage d'une position à l'autre durant ces périodes. A la fin de la journée d'été, l'ensemble "R-M-A" se met de nouveau en position lors du coucher du soleil puis à la position 0 qui correspond à l'absence total du soleil. En ce qui concerne la journée d'hiver, l'ensemble "R-M-A" saute la position 1 directement à la position 0, à cause des problèmes causés par le relèvement des valeurs de DNI qui sont collectés par la station météorologique à la fin de la journée.

Tableau IV.12 : Le passage des positions de l'ensemble "R-M-A" dans les deux journées types

Le 03-06-2014		Le 15-01-2014	
Heures	Positions	Heures	Positions
00:00:00-06:12:00	Position 0	00:00:00-07:00:00	Position 0
06:12:00-06:24:00	Position 0 →position 1	07:00:00-08:00:00	Position 0 →position 1
06:24:00-07:33:00	Position 1	08:00:00-09:00:00	Position 1
07:33:00-08:00:00	Position 1 →position 3	09:00:00-10:00:00	Position 1 →position 2
08:00:00-12:00:00	Position 3	10:00:00-11:00:00	Position 2
12:00:00-13:00:00	Position 3 →position 4	11:00:00-12:00:00	Position 2 →position 3
13:00:00-15:00:00	Position 4	12:00:00-13:00:00	Position 3
15:00:00-16:00:00	Position 4 →position 3	13:00:00-14:00:00	Position 3 →position 4
16:00:00-17:00:00	Position 3	14:00:00-15:00:00	Position 4
17:00:00-18:00:00	Position 3 →position 2	15:00:00-16:00:00	Position 4 →position 3
18:00:00-18:15:00	Position 2 →position 1	16:00:00-17:00:00	Position 3 →position 0
18:15:00-19:35:00	Position 1	17:00:00-24:00:00	Position 0
19:35:00-19:50:00	Position 1 →position 0		
19:50:00-24:00:00	Position 0		

La consommation totale de biogaz du système en tenant compte des deux positions 0 et 1 est de 6.5 m^3 dans la journée d'été et de 8.314 m^3 dans la journée d'hiver. D'après [167], une vache produit en moyenne 8 kg de fumier par jour, cette quantité de fumier dans les bonnes conditions de fermentation peut produire 0.32 m^3 de biogaz. Cela signifie, que si on n'utilise que le fumier des vaches, le foyer nécessite 25 vaches pour couvrir le besoin en biogaz, sinon, pour réduire ce nombre, on peut utiliser en plus du fumier d'autres matières organiques tel que les résidus d'origine végétale comme le mauvaises herbes, paille, fourrage en mauvais état…qui ont un potentiel méthanogène très élevé (Voir la Figure II.32).

Il faut noter que la stratégie de repositionnement n'est possible que si on prévoit à l'avance la consommation électrique du foyer le long de la journée. Ce qui veut dire que l'heure d'utilisation de toutes appareils électriques soit connu préalablement et programmé pour que le système d'automatisation puisse comparer la production et la demande en électricité afin de mettre le

système dans la position adéquate. Dans le cas où la consommation est ouverte, les position 3 et 4 ne seront pas utilisées et l'alimentation en biogaz dans les positions 0 et 1 sera à son maximum dans le respect des normes de sécurité du système. Dans ce cas, le passage entre les positions 0, 1 et 2 se fait par l'intervention externe.

Conclusion Générale

La production d'électricité par une installation hybride Dish-Stirling/Biogaz est une alternative intéressante aux systèmes thermiques existants. Outre, le fait d'utiliser la source solaire pour produire directement la quasi-totalité de l'électricité demandée par un foyer de manière autonome, sans contraintes environnementales et avec une grande fiabilité représente un défi dans cette filière. La combinaison de deux sources thermique "Solaire et Biogaz" permet de construire un système capable d'assurer une continuation de production et de couvrir ainsi la demande quotidienne en énergie électrique d'une petite famille résidant dans un site isolé ou rural dont le réseau électrique est indisponible.

Ce travail de thèse consiste à étudier et évaluer la faisabilité de l'utilisation de cette installation hybride dans un site rurale en tenant compte de trois axes majeurs :

- Choisir un site et les journées d'étude y compris les conditions météorologiques correspondantes. Dans le but d'avoir une grande représentativité des résultats obtenus, deux différentes journées types ont été retenues représentent respectivement la période d'été et la période d'hiver, avec deux différents scénarios de consommation électrique (faible et forte consommation électrique).
- Mettre en place une modélisation fine de la conversion "$solaire + biogaz \rightarrow électricité$" du système hybride "Dish-Stirling/Biogaz".
- Etudier la possibilité de couvrir les besoins en énergie électrique du foyer d'étude par le système Parabole Stirling sans et avec l'hybridation.

Après avoir sélectionner les conditions météorologiques correspondante au site et aux journées types, il a été nécessaire de calculer la position instantanée du soleil pour les mêmes références géographiques et journalières pour qu'on puisse ensuite les utilisées dans le modèle qui permet d'étudier les différentes étapes de la conversion "solaire-biogaz-électricité". Ainsi, les pertes énergétiques associées à chacune de ces étapes ont été évaluée afin de prédire l'énergie électrique produite et la comparer avec les besoins du foyer en question.

La première étape de ce travail était consacrée à la modélisation du concentrateur parabolique en utilisant le code de calcul de flux solaire "Tonatiuh". L'objectif de cette partie était de parvenir à une tache solaire équilibrée dans laquelle l'irradiation sur les parois du récepteur est assez importante et homogène que possible. Les résultats du modèle ont montré que les dimensions choisies du concentrateur ne répondent pas cet objectif. En effet, nous avons remarqué une inhomogénéité de distribution de flux sur la surface réceptrice ce qui peut provoquer le risque du points chauds. La solution proposée était de modifier l'angle d'ouverture ψ. Les résultats trouvés montrent que l'effet de l'angle d'ouverture sur le rendement optique est minime. Cependant, il influe fortement sur la distribution du flux sur les surfaces du récepteur. Il s'est avéré, après plusieurs essais, un angle d'ouverture de 30° permet d'obtenir une bonne répartition du flux sur toutes les surface du récepteur.

La deuxième partie de cette thèse était consacrée à la modélisation du bruleur. Le rôle de ce bruleur est d'alimenter le moteur dans les positions 0 et 1. La première difficulté rencontrée est liée à la faible teneur en méthane dans le biogaz ce qui influe négativement sur l'efficacité du bruleur, tandis que la deuxième difficulté réside dans la dimension de la chambre de combustion qui exige une flamme de petite taille et une surface de contacte réduite. Pour y remédier, nous avons choisi un bruleur efficace basé sur la recirculation de la fumée ce qui limite les pertes vers l'extérieur et augmenter ainsi la température de la flamme afin d'atteindre une haute température qui dépasse la température adiabatique de la combustion du biogaz. Cependant, il a été remarqué que l'augmentation de la puissance thermique affecte le rendement du bruleur ce qui le rendre limité. De plus, la température pourrait attendre une limite qui peut endommager les composants du système.

Le récepteur solaire a été étudié afin de calculer le flux transmet à la tête chaude du moteur. Pour cela, un modèle mathématique a été élaboré et programme sous MATLAB permet de cerner le comportement du récepteur pour chaque pas de temps en fonction des paramètres géométriques du récepteur et des paramètres climatique instantanés (température ambiante et vitesse de vent) et aussi en fonction de l'inclinaison du concentrateur défini par la position instantanée du soleil. Deux différents rendements pour les deux périodes différentes de la journée ont été atteint. Des bons rendements dans la période bien ensoleillé de la journée, et des faibles rendements dans les périodes moins ensoleillé (au levé et au coucher du soleil). Ces résultats sont dus en raison de la variation de la température ambiante le long de la journée. On note qu'une faible température ambiante favorise les déperditions par convection vers l'air ambiant ce qui réduit remarquablement le rendement du récepteur.

Une nouvelle approche permettant de prédire les performances du moteur Stirling à piston libre avec précision via une simulation axisymétrique en 2D a été réalisée avec succès. Le solveur 6DOF a été utilisé pour la première fois dans cette approche pour résoudre le problème des interactions fluide-structure entre le gaz de travail d'un côté, et le piston et le déplaceur d'un autre côté. De plus, afin de réduire le temps de calcul, deux méthodes de démarrage du moteur ont été testées (démarrage automatique et démarrage forcé). Les résultats de l'état statique du moteur ont été comparé avec les résultats obtenus par la solutions des équation non-linéaire du système mécanique piston-déplaceur, et avec ceux trouvés expérimentalement par *J. G. Martinez Saturno*[146], tandis que le comportement dynamique a été validé par les résultats d'un modèle d'analyse du 1er ordre (développé dans ce travail), ainsi que les résultats du modèle de 2ème ordre récemment développé par *S. H. Zare* en 2016 [147, 148]. Les principales conclusions tirées de cette modélisation sont :

- ✓ Le modèle du 4ème ordre développé dans ce travail peut être appliqué en toute confiance comme une solution efficace pour évaluer les performances du moteur avec précision sous différents paramètres géométriques et conditions initial.
- ✓ Le fonctionnement stable du MSPL peut être obtenu par le processus de démarrage automatique (sans excitation) ou de démarrage forcé (avec excitation), mais, pour assurer une stabilité rapide du système, le processus de démarrage forcé est recommandé.
- ✓ Il a été constaté que l'état d'équilibre du moteur est obtenu rapidement lorsque l'amplitude d'excitation assure l'approximation des pressions de fonctionnement attendues (maximales ou

minimales), de plus, une faible d'excitation vers l'intérieur du moteur est suffisante pour atteindre la pression maximale. Alors qu'on a besoin d'une grande d'excitation à l'extérieur du moteur pour atteindre la pression minimale attendue.

- ✓ Dans le processus de démarrage forcé, nous pouvons utiliser n'importe quelle vitesse d'excitation car les pressions de travail sont relativement constantes après le même intervalle de temps.

De plus, une nouvelle stratégie a été testée dans ce travail baser sur le repositionnement de l'ensemble "Récepteur-Moteur-Alternateur" en fonction de la demande et la production électrique, de tel sort que :

- La Position 0 : Correspond à l'absence total de l'énergie solaire, et c'est là où le bruleur intervient pour assurer toute l'alimentation en énergie thermique.
- La position 1 : C'est la position intermédiaire, généralement au levé et au coucher du soleil lorsque l'énergie solaire est insuffisante pour assurer l'apport thermique. Dans ces conditions le bruleur se déclenche pour couvrir le manque.
- La position 2 : Est la position normale du récepteur quand toute la surface du récepteur est éclairée par le rayonnement solaire concentré.
- La position 3 : Cette position permet de récupérer du surplus d'énergie solaire et de le réutiliser pour améliorer le rendement du digesteur de biogaz.
- La position 4 : Comme la 3ème position, cette position sert à profiter du surplus en énergie solaire, mais dans le cas où ce surplus est beaucoup plus important. Ce qui devrait améliorer beaucoup plus le rendement du digesteur de biogaz.

Le système a montré sur les deux journées type des performances remarquables, en utilisant le bruleur dans la position 0, le système a montré une efficacité de produire l'électricité juste en utilisant de l'énergie de combustion de biogaz, cependant, la quantité de biogaz fourni est importante à cause d'un côté du faible pouvoir calorifique du biogaz, et d'autre côté du faible rendement des bruleurs à petite tailles de chambres de combustion. L'utilité de la position 1 a été bien prouvé par la combinaison de deux énergies thermiques en même temps (solaire-combustion de biogaz), en profitant de la faible énergie solaire au lever et au coucher du soleil pour réduire la consommation de biogaz, il est a noté que l'énergie solaire dans ces périodes été incapable de faire tourner le moteur, en outre, cette technique permet d'augmente la production d'électricité de façon significative. Dans les positions 3 et 4, le système a pu récupérer autant d'énergie thermique au lieu de les laisser perdu inutilement en assurant la satisfaction en énergie électrique, en effet, ces deux positions, ne permettent non seulement de gagner plus d'énergie thermique, mais aussi de prolongé la durée de vie de l'installation par l'abaissement de rythme du moteur selon les besoins et de ne le pas laissé fonctionner à un rythme élevé inutilement.

Pour améliorer les performances de cette installation, les producteurs peuvent agir eux-mêmes sur leur consommation en décalant le temps d'utilisation de certains appareils vers les moments de la forte intensité de l'irradiation solaire, dans cette étude, cette proposition à prouver son impact sur les performances de l'installation comme le taux d'autoconsommation et le taux d'autoproduction.

Pour finir, les alternances jour / nuit peuvent être compensées par l'hybridation de la source d'énergie thermique, Cependant, ce sujet offre de nombreuses perspectives. La plus ambitieuse est certainement l'amélioration du rendement du système afin de couvrir la forte demande d'électricité, et cela en utilisant par exemple des ailettes s'étendant à partir du récepteur vers l'intérieur du moteur et du bruleur. D'autres recherches sont encore à mener et à approfondir sur, par exemple, le passage nuageux qui peuvent induire des fluctuations très rapides, difficiles à gérer avec les constantes de temps de démarrage de système de repositionnement.

.

Bibliographie

[1] FRAMEWORK, Global Tracking. Progress toward sustainable energy. 2015.

[2] MARTIN, Yves. Face au changement du climat, à l'épuisement des énergies fossiles accéléré par la croissance de la Chine et de l'inde, et au financement des retraites futures, quelle politique pour la forêt française?. In : *Annales des Mines-Responsabilite et environnement*. ESKA, 2012. p. 64-65.

[3] IBSAINE, Rabah. *Étude d'un système tritherme intégrant une compression thermique originale, destiné au marché du chauffage résidentiel*. 2015. Thèse de doctorat. Pau.

[4] DELGADO FILHO, M. A., ARAÚJO, NMFTS, MAIA, F. P., *et al.* A Brief Review On The Advantages, Hindrances And Economic Feasibility Of Stirling Engines As A Distributed Generation Source And Cogeneration Technology. *Revista de Engenharia Térmica*, 2018, vol. 17, no 1, p. 49-57.

[5] PARLAK, Nezaket, WAGNER, Andreas, ELSNER, Michael, *et al.* Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable Energy*, 2009, vol. 34, no 1, p. 266-273.

[6] WOOD, J. Gary et LANE, Neill. Development of the Sunpower 35 We Free-Piston Stirling Convertor. In : *AIP Conference Proceedings*. American Institute of Physics, 2005. p. 682-687.

[7] KONGTRAGOOL, Bancha et WONGWISES, Somchai. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable energy reviews*, 2003, vol. 7, no 2, p. 131-154.

[8] PODESSER, Erich. Electricity production in rural villages with a biomass Stirling engine. *Renewable Energy*, 1999, vol. 16, no 1-4, p. 1049-1052.

[9] ANDRAKA, Charles E., RAWLINSON, K. Scott, MOSS, Timothy A., *et al.* Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine. In : *IECEC 96. Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. IEEE, 1996. p. 1295-1300.

[10] KADDOUR, Abdelmadjid. *Modelisation et simulation d'un concentrateur parabolique solaire a moteur Stirling en vue d'un rendement optimal*. 2013. Thèse de doctorat.

[11] FULA ROJAS, Manuel Alejandro. *Modélisation thermique, thermodynamique et expérimentation d'un moteur ericsson a air chaud a cycle de joule*. 2015. Thèse de doctorat. Pau.

[12] POWER, Stirling Concentrating Solar. DFID. 2010.

[13] GAITAN, Carlos. Rural electrification in Bolivia through solar powered Stirling engines. 2014.

[14] RÁEZ, Isidro María Santos. *Estudio de un motor Stirling con absorbedor interno alimentado con energía solar*. 2015. Thèse de doctorat. Universidad de Málaga.

[15] WALKER, Graham. Stirling engines. 1980.

[16] DALL'ORA, Luca. Analysis and design of a linear tubular electric machine for free-piston stirling micro-cogeneration systems. 2014.

[17] HARGREAVES, Clifford M. The Phillips stirling engine. 1991.

[18] RINIA, Herre. *New possibilities for the air engine*. North-Holland publishing Company, 1946.

[19] DYSON, Rodger, WILSON, Scottt, et TEW, Roy. Review of computational stirling analysis methods. In : *2nd International Energy Conversion Engineering Conference*. 2004. p. 5582.

[20] MARTINI, W. R. Stirling Engine design manual second edition. *Technical report, NASA CR 168088*, 1983.

[21] URIELI, Israel et BERCHOWITZ, David M. *Stirling cycle engine analysis*. Bristol, UK : A. Hilger, 1984.

[22] CULLEN, Barry et MCGOVERN, Jim. Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine. *Energy*, 2010, vol. 35, no 2, p. 1017-1023.

[23] TAVAKOLPOUR-SALEH, A. R., ZARE, S. H., et BAHREMAN, H. A novel active free piston Stirling engine: Modeling, development, and experiment. *Applied energy*, 2017, vol. 199, p. 400-415.

[24] THOMBARE, D. G. et VERMA, S. K. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, vol. 12, no 1, p. 1-38.

[25] WALKER, Graham, READER, G., FAUVEL, O. R., *et al.* The Stirling alternative. Power systems, refrigerants and heat pumps. 1993.

[26] FINKELSTEIN, T. Air engines: the history, science, and reality of the perfect engine/Theodor Finkelstein, Allan J. *Organ*, 2001.

[27] CHEN, N. C. J. et GRIFFIN, F. P. *Review of Stirling-engine mathematical models*. Oak Ridge National Lab., TN (USA), 1983.

[28] DYSON, Rodger, WILSON, Scott, TEW, Roy, *et al.* Fast whole-engine Stirling analysis. In : *3rd International Energy Conversion Engineering Conference*. 2005. p. 5558.

[29] MAHKAMOV, K. An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar Stirling engine. 2006.

[30] MAHKAMOV, K. Design improvements to a biomass Stirling engine using mathematical analysis and 3D CFD modeling. 2006.

[31] DYSON, Rodger W., GENG, Steven M., TEW, Roy C., *et al.* Towards fully three-dimensional virtual Stirling convertors for multi-physics analysis and optimization. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2008, vol. 2, no 1, p. 95-118.

[32] LI, Zhigang, HARAMURA, Yoshihiko, KATO, Yohei, *et al.* Analysis of a high performance model Stirling engine with compact porous-sheets heat exchangers. *Energy*, 2014, vol. 64, p. 31-43.

[33] ABUELYAMEN, Ahmed et BEN-MANSOUR, Rached. Energy efficiency comparison of Stirling engine types (α, β, and γ) using detailed CFD modeling. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, vol. 132, p. 411-423.

[34] KEMPER, J. Pictorial history of solar energy use. *Sunworld*, 1977, vol. 5, p. 17-32.

[35] MCVEIGH, J. Cleland. *Sun power: an introduction to the applications of solar energy*. Elsevier, 2013.

[36] SPENCER, Laurence C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy*, 1989, vol. 43, no 4, p. 191-196.

[37] MEINEL, A. B., MEINEL, M. P., et TROMBE, F. Applied solar energy: an introduction. Mass. 1976.

[38] KOLIN, Ivo. *Stirling Motor: History, Theory, Practice; Contributions [ie Contribution] to the 5th International Stirling Engine Conference*. Inter University Center, 1991.

[39] READER, Graham Thomas, *et al.* Stirling engines. 1983.

[40] WALPITA, S. H. Development of the solar receiver for a small Stirling engine. *Special study project report no. ET-83-1*, 1983, p. 3.

[41] DANIELS, Farrington. *Direct use of the sun's energy*. Yale University Press, 1964.

[42] JORDAN, Richard C. et IBELE, Warren E. Mechanical energy from solar energy. In : *Proceedings of the World Symposium on Applied Solar Energy, Phoenix*. 1955. p. 81-101.

[43] D DROHER, J. J. et SQUIER, S. E. *Performance of the Vanguard Solar Dish-Stirling Engine Module. Final report*. Rockwell International Corp., Canoga Park, CA (USA). Energy Technology Engineering Center, 1986.

[44] WASHOM, B. J. *Vanguard I solar parabolic dish-Stirling engine module. Final report, May 28, 1982-September 30, 1984*. Advanco Corp., El Segundo, CA (USA), 1984.

[45] NEPVEU, François. *Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling: Application au système EURODISH*. 2008. Thèse de doctorat. Perpignan.

[46] GEYER, Michael. Dish stirling activities at schlaich bergermann und partner. In : *Presentation, NREL Concentrating Solar Power Technology Workshops*. 2007.

[47] SCHLAICH, J. et BENZ, R. Solar power plants with a membrane concave mirror-50 kW. *Abs. ISES Solar World Cong*, 1987, vol. 2, p. 18.

[48] SCHERTZ, P. T., BROWN, D. C., et KONNERTH III, A. *Facet development for a faceted stretched-membrane dish by Solar Kinetics, Inc*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States); Solar Kinetics, Inc., Dallas, TX (United States), 1991.

[49] KECK, Thomas et SCHIEL, Wolfgang. EnviroDish and EuroDish System and Status. In : *Proceedings of ISES solar world congress*. 2003.

[50] LOPEZ, Charles W., STONE, Kenneth W., *et al.* Design and performance of the Southern California Edison Stirling dish. *Solar Engineering*, 1992, vol. 2.

[51] SHALTENS, Richard K. et SCHREIBER, Jeffrey G. Preliminary designs for 25 kWe advanced Stirling conversion systems for dish electric applications. 1990.

[52] SHALTENS, Richard K. et SCHREIBER, Jeffrey G. *Status of the advanced Stirling conversion system project for 25 kW dish Stirling applications*. National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, OH (United States). Lewis Research Center, 1991.

[53] HOLTZ, Robert E. et UHERKA, Kenneth L. *A study of the reliability of Stirling engines for distributed receiver systems*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA); Argonne National Lab., IL (USA), 1988.

[54] DUSSINGER, P. M. Design, Fabrication and Test of a Heat Pipe Receiver for the Cummins Power Genera-tion 5 kW Dish Stirling System. *Proceedings of 26th IECEC, Boston, MA*, 1991, vol. 5, p. 171.

[55] STINE, William B. et DIVER, Richard B. *A compendium of solar dish/Stirling technology*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), 1994.

[56] POWELL, Mark A. et RAWLINSON, KScott. Performance mapping of the STM4-120 kinematic Stirling engine using a statistical design of experiments method. In : *iece*. 1992. p. 8.

[57] BENINGA, Kelly, DAVENPORT, Roger L., SELLARS, James A., *et al.* Performance results for the SAIC/STM prototype dish/Stirling system. *SOLAR ENGINEERING*, 1997, p. 77-80.

[58] UND PARTNER, Schlaich Bergermann. EuroDish-Stirling System Description. *A new decentralized Solar Power Technology*, 2002

[59] BREHM, Peter. Concentrating Solar Power Systems Dish Innovation. *VP, Business Development & Government Relations*, 2009.

[60] LOVEGROVE, Keith, BURGESS, Gregory, et PYE, John. A new 500 m2 paraboloidal dish solar concentrator. *Solar Energy*, 2011, vol. 85, no 4, p. 620-626.

[61] GONNOV, I. V., IVANOVSKII, M. N., LOKTIONOV, I. V., *et al.* Design and testing of heat exchangers with liquid metal heat pipes for Stirling engines. In : *iece*. 1991. p. 229-232.

[62] LAING, Dörte et TRA¨ BING, C. Second generation sodium heat pipe receiver for a USAB V-160 Stirling engine: Evaluation of on-sun test results using the proposed IEA guidelines and analysis of heat pipe damage. 1997.

[63] HARTENSTINE, J. et DUSSINGER, P. Development of a solar and gas-fired heat pipe receiver for the Cummins power generation 7.5 kWe dish/Stirling system. In : *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. 1994. p. 3864.

[64] ZHAN, Wen Bei, XU, Guo Qiang, QUAN, Yong Kai, *et al.* Design and Analysis of a Novel Hybrid Solar/Gas Dish Stirling System (HS/GDSS). In : *Applied Mechanics and Materials*. Trans Tech Publications Ltd, 2014. p. 575-579.

[65] BLANC, Philippe et WALD, Lucien. L'estimation du rayonnement solaire au sol par la nouvelle méthode Heliosat-4. 2015.

[66] QU, Zhipeng. *La nouvelle méthode Heliosat-4 pour l'évaluation du rayonnement solaire au sol*. 2013. Thèse de doctorat.

[67] ABBAS, Mohamed, BOUMEDDANE, Bousaad, SAID, Noureddine, *et al.* Dish Stirling technology: A 100 MW solar power plant using hydrogen for Algeria. *International journal of hydrogen energy*, 2011, vol. 36, no 7, p. 4305-4314.

[68] YAICHE, Mohamed Rédha et BOUHANIK, Abdellah. Atlas solaire algérien. *Portail des Energies Renouvelables, Centre de Développement des Energies Renouvelables*, 2002, vol. 16.

[69] EL-GHONEMY, A. M. K. Future Sustainable Concentrating Solar Power Technologies: A Review. *ERJ. Engineering Research Journal*, 2015, vol. 38, no 4, p. 269-284.

[70] TAGGART, Stewart. CSP: dish projects inch forward. *Renewable Energy Focus*, 2008, vol. 9, no 4, p. 52-54.

[71] BONNET, Sébastien. *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON*. 2005. Thèse de doctorat.

[72] SOWALE, Ayodeji. *Modelling and Optimisation of a Free Piston Stirling Engine for Micro-CHP Applications*. 2015. Thèse de doctorat. Northumbria University.

[73] WALKER, Graham et SENFT, James R. Free-piston Stirling engines. In : *Free piston stirling engines*. Springer, Berlin, Heidelberg, 1985. p. 23-99.

[74] ROBSON, Andrew Peter. *A Third Order Analysis of a Low Temperature Differential Ringbom Stirling Engine*. 2007. Thèse de doctorat. Edinburgh Napier University.

[75] GARCÍA MENÉNDEZ, David. Desarrollo de motores stirling para aplicaciones solares. 2013.

[76] BAUMÜLLER, A., LUNDHOLM, G., LUNDSTRÖM, L., *et al.* Development history of the V160 and SOLO Stirling 161 engines. In : *Proceedings of the 9, h International Stirling Engine Conference, Pilanesburg*. 1999.

[77] BARTH, E. J. et HOFACKER, M. Dynamic modeling of a regenerator for the control–based design of free–piston Stirling engines. In : *Proc. of 2009 NSF Engineering Research and Innovation Conference*. 2009.

[78] LAPERRIÈRE, Wendy. *Évaluation des limites d'un digesteur biogaz pour une utilisation flexible dans un réseau local de production d'énergie*. 2017. Thèse de doctorat.

[79] HUERTAS PARRALES, Joanna Kenit. Evaluación de la remoción del sulfuro de hidrógeno en el biogás mediante el método de la aireación. 2019.

[80] HESS, Jonathan. *Modélisation de la qualité du biogaz produit par un fermenteur méthanogène et stratégie de régulation en vue de sa valorisation*. 2007. Thèse de doctorat.

[81] DEGUEURCE, Axelle. *La méthanisation par voie sèche agricole appliquée aux fumiers de bovins: optimisation de la recirculation des lixiviats*. 2016. Thèse de doctorat. Rennes 1.

[82] HAJJAJI, N., PONS, M. N., RENAUDIN, V., *et al.* Production Du Biogaz Par Digestion Anaerobie: Aspects Technologiques Et Environnementaux.

[83] GOULD, M. Charles. Bioenergy and anaerobic digestion. In : *Bioenergy*. Academic Press, 2015. p. 297-317.

[84] SREEKRISHNAN, T. R., KOHLI, Sangeeta, RANA, Vineet, *et al.* Enhancement of biogas production from solid substrates using different techniques—a review. *Bioresource technology*, 2004, vol. 95, no 1, p. 1-10.

[85] SILVA VINASCO, Juan Pablo. Tecnología del biogás. *Universidad del Valle-Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería de Recursos Naturales y del Ambiente. Colombia*, 2002, p. 19.

[86] EL-MASHAD, Hamed M., ZEEMAN, Grietje, VAN LOON, Wilko KP, *et al.* Effect of temperature and temperature fluctuation on thermophilic anaerobic digestion of cattle manure. *Bioresource technology*, 2004, vol. 95, no 2, p. 191-201.

[87] AMANI, Teimour, NOSRATI, Mohsen, et SREEKRISHNAN, T. R. Anaerobic digestion from the viewpoint of microbiological, chemical, and operational aspects—a review. *Environmental Reviews*, 2010, vol. 18, no NA, p. 255-278.

[88] ANDRÉ, Laura. *Étude de verrous scientifiques et technologiques pour la compréhension et l'optimisation du procédé de méthanisation voie sèche discontinu de sous-produits d'origine agricole*. 2016. Thèse de doctorat. Compiègne.

[89] ADAM, Karine, EVANNO, Sebastien, EGOT, Noemie, *et al.* Towards a clean, safe and sustainable methanization. A collection of good practices in agricultural methanization. 2018.

[90] ADEME, Aile et SOLAGRO, Trame. La méthanisation à la ferme. 2006.

[91] HAJJI, A. et RHACHI, M. Effet de l'agitation sur la digestion anaérobie des déchets ménagers et assimilés en régime mésophile Effect of agitation on anaerobic digestion of household and similar waste under mesophilic regime. *Journal of Materials and Environmental Science*, 2016, vol. 7, no 11, p. 4136-4143.

[92] INGLESE, Paolo. Ecologie, Culture Etutilisations du Figuier De Barbarie. 2019.

[93] CHENG, Shikun, LI, Zifu, MANG, Heinz-Peter, *et al.* A review of prefabricated biogas digesters in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 28, p. 738-748.

[94] GUAY, Jean-Christophe. *Récepteur SBAS-GNSS logiciel pour des applications temps-réel*. 2010. Thèse de doctorat. École de technologie supérieure.

[95] WHITING, Andrew et AZAPAGIC, Adisa. Life cycle environmental impacts of generating electricity and heat from biogas produced by anaerobic digestion. *Energy*, 2014, vol. 70, p. 181-193.

[96] Walsh, J., et al., *Utilization of biogas.* Biomass, 1989. **20**(3-4): p. 277-290.

[97] SCHOEGL, Ingmar et ELLZEY, Janet L. Superadiabatic combustion in conducting tubes and heat exchangers of finite length. *Combustion and Flame*, 2007, vol. 151, no 1-2, p. 142-159.

[98] LLOYD, S. A. et WEINBERG, F. J. A burner for mixtures of very low heat content. *Nature*, 1974, vol. 251, no 5470, p. 47-49.

[99] JONES, A. R., LLOYD, S. A., et WEINBERG, Felix Jiri. Combustion in heat exchangers. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 1978, vol. 360, no 1700, p. 97-115.

[100] JU, Yiguang et MARUTA, Kaoru. Microscale combustion: Technology development and fundamental research. *Progress in energy and combustion science*, 2011, vol. 37, no 6, p. 669-715.

[101] BUCKMASTER, J. The quenching of deflagration waves. *Combustion and Flame*, 1976, vol. 26, p. 151-162.

[102] ALDUSHIN, A. P. New results in the theory of filtration combustion. *Combustion and Flame*, 1993, vol. 94, no 3, p. 308-320.

[103] EUZEN, Patrick. *High temperature resistant oxidation catalyst, a process for its preparation and a combustion process using this catalyst*. U.S. Patent No 5,830,822, 3 nov. 1998.

[104] NILSSON, Tommy. 2-way FSI simulations on a shock absorber check valve. 2014.

[105] FAIVRE, Vincent. *Étude expérimentale et numérique du contrôle actif de jets dans des chambres de combustion*. 2003. Thèse de doctorat.

[106] SHEEN, H. J., CHEN, W. J., JENG, S. Y., *et al.* Correlation of swirl number for a radial-type swirl generator. *Experimental thermal and fluid science*, 1996, vol. 12, no 4, p. 444-451.

[107] IYOGUN, Christopher O., BIROUK, Madjid, et KOZINSKI, Janusz A. Experimental investigation of the effect of fuel nozzle geometry on the stability of a swirling non-premixed methane flame. *Fuel*, 2011, vol. 90, no 4, p. 1416-1423.

[108] SCHMITTEL, P., GÜNTHER, B., LENZE, B., *et al.* Turbulent swirling flames: Experimental investigation of the flow field and formation of nitrogen oxide. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2000, vol. 28, no 1, p. 303-309.

[109] BOUSHAKI, Toufik, SAUTET, Jean-Charles, et LABEGORRE, Bernard. Control of flames by tangential jet actuators in oxy-fuel burners. *Combustion and flame*, 2009, vol. 156, no 11, p. 2043-2055.

[110] ELBAZ, Ayman M. et ROBERTS, William L. Investigation of the effects of quarl and initial conditions on swirling non-premixed methane flames: Flow field, temperature, and species distributions. *Fuel*, 2016, vol. 169, p. 120-134.

[111] KHERBOUCHE, Yasmina. *Etude de quelques aspects bioécologiques de la Sauterelle pèlerine Schistocerca gregaria Forskäl (1775)(Acrididae, Cyrtacanthacridinae) dans la région d'Adrar (Sahara, Algérie)*. 2007. Thèse de doctorat. INA.

[112] OUDRANE, Abdellatif. *Contribution à la modélisation et au développement des systèmes de chauffage solaire à usage individuel*. 2018. Thèse de doctorat.

[113] CAPDEROU, Michel. Atlas solaire de l'Algérie. 1988.

[114] BENABDELKARIM, B. et BENATILLAH, A. Etude et simulation de l'effet des paramètres climatiques (température, poussière…) sur les modules solaires en couches minces en région saharien.

[115] *Adrar: encourager l'investissement dans les grandes surfaces agricoles, in ALGERIE PRESSE SERVICE. 2018: Algérie.*

[116] Bouchouicha, K., *Modélisation multi spectrale des images satellitaire, application: quantification du bilan d'énergie sol-atmosphère. USTO, Oran, Thèse de doctorat en sciences, 2017.*

[117] MILOUD, F. Sebaa-Ben et AISSAOUI, R. Etude du potentiel éolien d'Adrar Sélection de sites pour la ferme éolienne de 10 MW. *Séminaire Méditerranéen En Energie Eolienne*, 2010, vol. 13, p. 295-300.

[118] Mestoul D. & al. Pour une caractérisation des phénomènes extremes de changements climatiques en zone arides.- cas d'ensablement à Touat-Gourarra, en Algérie., è.j.s.d. 2iE, Editor. 2011: Campus 2iE Ouagadougou.

[119] BROGREN, Maria, KARLSSON, Björn, ROOS, Arne, *et al.* Analysis of the effects of outdoor and accelerated ageing on the optical properties of reflector materials for solar energy applications. *Solar energy materials and solar cells*, 2004, vol. 82, no 4, p. 491-515.

[120] HAFEZ, A. Z., SOLIMAN, Ahmed, EL-METWALLY, K. A., *et al.* Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 126, p. 60-75.

[121] THAKKAR, Vanita, DOSHI, Ankush, et RANA, Akshaykumar. Performance analysis methodology for parabolic dish solar concentrators for process heating using thermic fluid. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2015, vol. 12, no 1, p. 101-114.

[122] BARRETO, Germilly et CANHOTO, Paulo. Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. *Energy Conversion and Management*, 2017, vol. 132, p. 119-135.

[123] FRASER, Paul R. *Stirling dish system performance prediction model*. Madison, 2008.

[124] JAFRANCESCO, David, CARDOSO, Joao P., MUTUBERRIA, Amaia, *et al.* Optical simulation of a central receiver system: Comparison of different software tools. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 94, p. 792-803.

[125] BLANCO, M., MUTUBERRIA, A., MONREAL, A., *et al.* Results of the empirical validation of Tonatiuh at Mini-Pegase CNRS-PROMES facility. In : *SolarPACES International Conference, Granada, Spain, Sept*. 2011. p. 20-23.

[126] BLANCO, Manuel J., MUTUBERRIA, Amaia, GARCIA, Pierre, *et al.* Preliminary validation of Tonatiuh. In : *SolarPACES 2009 International Conference, At Berlin (Germany)*. 2009. p. 2009.

[127] FARGES, Olivier. *Conception optimale de centrales solaires à concentration: application aux centrales à tour et aux installations" beam down"*. 2014. Thèse de doctorat. Ecole des Mines d'Albi-Carmaux.

[128] BLANCO, Manuel J., AMIEVA, Juana M., et MANCILLAS, Azael. The Tonatiuh Software Development Project: An open source approach to the simulation of solar concentrating systems. In : *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2005. p. 157-164.

[129] BÉNARD, Pierre. *Analyse et amélioration d'une chambre de combustion centimétrique par simulations aux grandes échelles*. 2015. Thèse de doctorat. Rouen, INSA.

[130] VICAN, J. G. B. F., GAJDECZKO, B. F., DRYER, F. L., *et al.* Development of a microreactor as a thermal source for microelectromechanical systems power generation. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2002, vol. 29, no 1, p. 909-916.

[131] AHN, Jeongmin, EASTWOOD, Craig, SITZKI, Lars, *et al.* Gas-phase and catalytic combustion in heat-recirculating burners. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2005, vol. 30, no 2, p. 2463-2472.

[132] GAO, Ge, HUANG, Hulin, YANG, Ya, *et al.* Performance simulation of a low-swirl burner for a Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 2019, vol. 43, no 5, p. 1815-1826.

[133] FLUENT, ANSYS. 12.0 User's Guide, 2009. *Fluent Inc., New Hampshire*.

[134] LANCIAUX, Nicolas. *Contribution au développement d'un moteur Stirling: de la cogénération dans le bâtiment à l'autonomie énergétique*. 2015. Thèse de doctorat. Evry-Val d'Essonne.

[135] KUO, C. H. et RONNEY, P. D. Numerical modeling of non-adiabatic heat-recirculating combustors. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2007, vol. 31, no 2, p. 3277-3284.

[136] PETERSSON, Anneli et WELLINGER, Arthur. Biogas upgrading technologies–developments and innovations. *IEA bioenergy*, 2009, vol. 20, p. 1-19.

[137] DAHIYA, R. P., CHAND, Ami, SHARMA, S. C., *et al.* Investigations of seeded combustion products of biogas/air-O2 systems. *Energy conversion and management*, 1986, vol. 26, no 2, p. 253-258.

[138] POLING, Bruce E., PRAUSNITZ, John M., O'CONNELL, John P., *et al. The properties of gases and liquids*. New York : Mcgraw-hill, 2001.

[139] MA, Robert Y. *Wind effects on convective heat loss from a cavity receiver for a parabolic concentrating solar collector*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States); California State Polytechnic Univ., Pomona, CA (United States). Dept. of Mechanical Engineering, 1993.

[140] POPIEL, Czeslaw O. Free convection heat transfer from vertical slender cylinders: a review. *Heat Transfer Engineering*, 2008, vol. 29, no 6, p. 521-536.

[141] BERGMAN, Theodore L., INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., *et al. Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.

[142] SIM, Kyuho et KIM, Dong-Jun. Identification of Damping Characteristics of Free-piston Stirling Engines via Nonlinear Dynamic Model Predictions. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 2016, vol. 26, no 3, p. 248-257.

[143] BATMAZ, Ihsan et ÜSTÜN, Süleyman. Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters. *Applied Energy*, 2008, vol. 85, no 11, p. 1041-1049.

[144] SENFT, James R. et SENFT, J. R. *Ringbom stirling engines*. New York : Oxford university press, 1993.

[145] WALKER, Graham, READER, G., FAUVEL, O. R., *et al.* The Stirling alternative. Power systems, refrigerants and heat pumps. 1993.

[146] MARTINEZ SATURNO, Jose Gregorio. *Some mathematical models to describe the dynamic behavior of the B-10 free-piston Stirling engine*. 1994. Thèse de doctorat. Ohio University.

[147] ZAREH, S. H., SHOURANGIZ, HAGHIGHI AR, et TAVAKOLPOUR, SALEH AR. HIGHER ORDER MODELING OF A FREE-PISTON STIRLING ENGINE: ANALYSISAND EXPERIMENT. 2018.

[148] ZARE, S. H. et TAVAKOLPOUR-SALEH, A. R. Frequency-based design of a free piston Stirling engine using genetic algorithm. *Energy*, 2016, vol. 109, p. 466-480.

[149] ZARE, Shahryar et AGHAJANZADEH, Omid. An investigation on the effects of gas pressure drop in heat exchangers on dynamics of a free piston Stirling engine. *International Journal of Engineering*, 2017, vol. 30, no 2, p. 294-302.

[150] SALAZAR, Jose Leon et CHEN, Wen-Lih. A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a β-type Stirling engine. *Energy conversion and management*, 2014, vol. 88, p. 177-188.

[151] ZEGHIB, Abderrahim et TALBI, Kamel. *Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone*. 2008. Thèse de doctorat. Université Mentouri Constantine.

[152] DUPONT, Nicolas. *Valorisation du biogaz de fermentation: combustion catalytique*. 2010. Thèse de doctorat.

[153] YU, Tai-Chiang et SHAW, Henry. The effect of sulfur poisoning on methane oxidation over palladium supported on γ-alumina catalysts. *Applied Catalysis B: Environmental*, 1998, vol. 18, no 1-2, p. 105-114.

[154] BARTH, E. J. et HOFACKER, M. Dynamic modeling of a regenerator for the control–based design of free–piston Stirling engines. In : *Proc. of 2009 NSF Engineering Research and Innovation Conference*. 2009.

[155] ZARE, Shahryar et TAVAKOL POURSALEH, Ali Reza. Nonlinear dynamic analysis of solar free piston hot-air engine. *Modares Mechanical Engineering*, 2015, vol. 15, no 9, p. 223-234.

[156] TAVAKOLPOUR-SALEH, A. R., ZARE, S. H., et OMIDVAR, A. Applying perturbation technique to analysis of a free piston Stirling engine possessing nonlinear springs. *Applied Energy*, 2016, vol. 183, p. 526-541.

[157] ZARE, Shahryar, TAVAKOLPOUR-SALEH, Alireza, et OMIDVAR, Amir. From Beale number to pole placement design of a free piston Stirling engine. *Archive of Mechanical Engineering*, 2017, vol. 64, no 4, p. 499--518.

[158] REDLICH, R. W. et BERCHOWITZ, D. M. Linear dynamics of free-piston Stirling engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and process engineering*, 1985, vol. 199, no 3, p. 203-213.

[159] GHOLAMALIZADEH, Ehsan et CHUNG, Jae Dong. Thermal Analysis of the Receiver of a Standalone Pilot Solar Dish–Stirling System. *Entropy*, 2018, vol. 20, no 6, p. 429.

[160] KROTHAPALLI, Anjaneyulu et GRESKA, Brenton. Concentrated solar thermal power. *Handbook of Climate Change Mitigation and Adaptation,*, 2011, vol. 2, p. 1503-1536.

[161] HOWARD, Dustin et HARLEY, Ronald G. Modeling of dish-Stirling solar thermal power generation. In : *IEEE PES general meeting*. IEEE, 2010. p. 1-7.

[162] KENNEDY, Cheryl E. *Review of mid-to high-temperature solar selective absorbe*.

[163] SAGADE, Mr Atul A., SHINDE, N. N., et PATIL, Mr Sailesh. Experimental investigations on mild steel compound parabolic reflector with aluminum foil as selective surface and top cover. *Energy Procedia*, 2014, vol. 57, p. 3058-3070.

[164] QIU, Songgang, YANG, Bozhi, et GALBRAITH, Ross. Novel Flexure Design for a High-Temperature Thermal Storage Vessel Coupled to a Free-Piston Stirling Engine. In : *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2010. p. 101-107.

[165] Bert, J., et al., *Simulation, experimental validation and kinematic optimization of a Stirling engine using air and helium.*Energy, 2014. **78**: p. 701-712.

[166] DIAF, S., HADDADI, M., et BELHAMEL, M. Analyse technico économique d'un système hybride (photovoltaïque/éolien) autonome pour le site d'Adrar. *Revue des Energies Renouvelables*, 2006, vol. 9, no 3, p. 127-134.

[167] MSIBI, Sunset S. et KORNELIUS, Gerrit. Potential for domestic biogas as household energy supply in South Africa. *Journal of Energy in Southern Africa*, 2017, vol. 28, no 2, p. 1-13.