



HAL
open science

Développement et optimisation d'un moteur Stirling pour la valorisation d'énergie thermique

Gwyddyon Féliès

► **To cite this version:**

Gwyddyon Féliès. Développement et optimisation d'un moteur Stirling pour la valorisation d'énergie thermique. Thermique [physics.class-ph]. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT: . tel-03152047

HAL Id: tel-03152047

<https://hal.science/tel-03152047>

Submitted on 25 Feb 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ
GRENOBLE ALPES**

Spécialité : **Sciences pour l'Ingénieur**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Gwyddyon FENIES

Thèse dirigée par **Fabien FORMOSA**

et codirigée par **Julien RAMOUSSE**

préparée au sein du **Laboratoire Systèmes et Matériaux pour la
MEcatronique (SYMME)**

dans **l'École Doctorale Sciences et Ingénierie des Systèmes,
de l'Environnement et des Organisations (SISEO)**

Développement et optimisation d'un moteur Stirling pour la valorisation d'énergie thermique

Thèse soutenue publiquement le **23 novembre 2016**,
devant le jury composé de :

M. Pascal Stouffs

Professeur, LaTEP, Université de Pau et des pays de l'Adour, Président

M. Fethi Aloui

Professeur, LAMIH, Université de Valenciennes, Rapporteur

M. François Lanzetta

Professeur, FEMTO-ST, Besançon, Rapporteur

M. Fabien Formosa

Maître de conférences, SYMME, USMB, Directeur de thèse

M. Julien Ramousse

Maître de conférences, LOCIE, USMB, Co-Directeur de thèse

M. Adrien Badel

Maître de conférences, SYMME, USMB, Co-Encadrant de thèse



Remerciements

Ce manuscrit de thèse est l'aboutissement de trois années de travail au sein du laboratoire Systèmes et Matériaux pour la Mécatronique (SYMME) de l'Université Savoie Mont Blanc à Annecy-le-Vieux. Ce travail a été financé par la Région Auvergne-Rhône-Alpes avec l'ARC Energie.

J'aimerais en premier lieu remercier chaleureusement Fabien Formosa, Julien Ramousse et Adrien Badel pour la qualité de leur encadrement et surtout de la confiance qu'ils m'ont accordée tout au long de mes recherches. Leurs avis, qu'ils aient trait à la théorie ou à la pratique ont été fondamentaux pour le déroulement de mes travaux.

J'adresse tout particulièrement mes remerciements à Fabien Formosa pour son implication dans mon parcours. Ses conseils ont été très précieux et source d'inspiration ce qui a participé à la réussite de ces travaux.

Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à messieurs Fethi Aloui, François Lanzetta et Pascal Stouffs pour leur participation à l'évaluation de mes travaux en tant que membres de mon jury de thèse. Je les remercie d'avoir pris de leur temps pour lire et commenter mon manuscrit, ainsi que pour les commentaires constructifs soulevés lors de la soutenance.

J'adresse également un grand remerciement à Blaise Girard, technicien du laboratoire, pour ses conseils avisés et sa réalisation des pièces mécaniques.

Je souhaite adresser un remerciement à mes collègues qui ont fait, pendant ces années, du laboratoire un lieu agréable où travailler. Tout particulièrement l'équipe de doctorant du bureau 317 (Amandine, Florian et Yoan) pour leur bonne humeur (ou pas) et leur aide. Merci également à l'équipe VTT, avec qui les midis sont pleins de rebondissements.

Et enfin, je remercie ma famille et mes proches pour leur soutien inconditionnel et pour la relecture répétée de ce manuscrit.

Table des matières

Remerciements	3
Table des matières	4
Liste des figures.....	7
Liste des tableaux.....	9
<u>Introduction générale</u>	<u>11</u>

Chapitre 1 Contexte de travail : valorisation d'énergie thermique basse

température 13

1.1 Contexte énergétique et économique	14
1.2 Machine de Carnot	15
1.3 Technologies existantes.....	17
1.3.1 Thermo-éléments	17
1.3.2 Machine de Rankine (ORC)	20
1.3.3 Moteur Stirling	22
1.4 Le moteur Stirling : un choix prometteur ?	25

Chapitre 2 Modélisation du générateur Stirling 31

2.1 Différentes approches de modélisation : état de l'art	32
2.2 Analogie électrique pour les domaines de la thermoacoustique, de la mécanique et de l'électromagnétisme	39
2.2.1 Thermoacoustique	39
2.2.2 Oscillateur mécanique	41
2.2.3 Convertisseur électromagnétique	42
2.3 Modèle électrique équivalent du générateur Stirling	44
2.3.1 Gaz	44
2.3.2 Dynamique	48
2.3.3 Convertisseur mécano-électrique	49
2.3.4 Circuit électrique équivalent au générateur Stirling	50
2.4 Modèle thermique pour le couplage aux sources	52

2.4.1	Échange avec les sources thermiques	52
2.4.2	Fuites thermiques	53
2.4.3	Détermination des températures internes	53
2.5	Résolution numérique	54

Chapitre 3 Description du prototype et comparaison modèle/essais..... 59

3.1	Prototype.....	60
3.1.1	Description	60
3.1.2	Instrumentation	72
3.1.3	Résultats expérimentaux	76
3.2	Comparaison modèle/essais	78
3.2.1	Identification des paramètres du modèle (D, h_e, h_k, b_e' et b_k')	78
3.2.2	Comparaisons modèle/essais	83
3.3	Un composant critique : le régénérateur	85
3.3.1	Modèle régénérateur non idéal	85
3.3.2	Banc de test dédié	88
3.3.3	Résultats et discussion	90

Chapitre 4 Vers un moteur Stirling optimisé pour la valorisation

d'énergie thermique..... 93

4.1	Étude des paramètres pertinents.....	94
4.1.1	Etude comparative des pertes	95
4.1.2	Étude de sensibilité	100
4.2	Perspectives d'optimisation	106

Chapitre 5 Conclusion et perspectives 109

5.1	Conclusion.....	110
5.2	Perspectives.....	111
5.2.1	Développement et validation expérimentale du modèle	111
5.2.2	Prototype	113

Bibliographie..... 118

Résumé : 125
Abstract : 125

Liste des figures

Figure 1.1 - (a) Schéma d'un module TE et (b) module commercialisé [12]	18
Figure 1.2 - Dépendance en température de ZT des matériaux conventionnels [14].....	20
Figure 1.3 - Schéma de principe d'un ORC (a) et le digramme p-h correspondant (b)	21
Figure 1.4 - Diagramme p-V du cycle de Stirling idéal	23
Figure 1.5 - Différentes architectures de moteur Stirling.....	24
Figure 1.6 - Schéma d'un moteur Stirling triphasé à pistons libres double action.....	27
Figure 2.1 - Division de l'intérieur d'un moteur Stirling en zones élémentaires	33
Figure 2.2 - Représentation des transferts de chaleur dans un moteur Stirling d'après Senft [42]	36
Figure 2.3 - Circuit électrique équivalent pour canal de gaz parfait	39
Figure 2.4 - Analogie électrique d'un oscillateur mécanique	42
Figure 2.5 - Schéma du modèle du générateur électromagnétique.....	43
Figure 2.6 - Circuit électrique équivalent à (a) un échangeur, (b) une chambre et (c) un régénérateur.....	45
Figure 2.7 - Pertes par hystérésis [39]	47
Figure 2.8 - Raideur non linéaire d'un ressort à effet raidissant	49
Figure 2.9 - Circuit électrique équivalent du couplage électromagnétique	50
Figure 2.10 - Circuit électrique équivalent d'une phase	50
Figure 2.11 - Circuit électrique équivalent au moteur complet.....	51
Figure 2.12 - Évolution typique du déplacement d'un piston	52
Figure 2.13 - Une phase du moteur Stirling codé sous Matlab Simscape®	55
Figure 2.14 - Processus de résolution par itération	56
Figure 2.15 - Évolution typique des critères de convergences	57
Figure 2.16 - Résultat typique d'une simulation pour le déplacement d'une membrane	57
Figure 2.17 - Diagramme p-V de la chambre chaude et de la froide.....	58
Figure 3.1 - Trois exemples de réalisations d'échangeur : RE-1000 [33] (a) échangeur froid et (b) échangeur chaud, (c) prototype de Kongtragool [68] et (d) prototype de Der Minassians [49]	61
Figure 3.2 - Échangeur froid.....	62
Figure 3.3 - (a) Membrane en silicone et (b) son assemblage avec l'échangeur.....	64
Figure 3.4 - (a) Régénérateur réalisé et (b) monté entre les deux échangeurs.....	65
Figure 3.5 - CAO du moteur mettant en évidence les liaisons mécaniques (en vert).....	66
Figure 3.6 - (a) Schéma d'étude et (b) modèle éléments finis de la poutre seule	67
Figure 3.7 - Mesure du déplacement des poutres en fonction de la force	68
Figure 3.8 - Raideur d'une poutre mesurée expérimentalement	69
Figure 3.9 - Déplacements obtenus par un modèle éléments finis	69
Figure 3.10 - Possibilité d'intégration du convertisseur électromagnétique	70

Figure 3.11 - Prototype	71
Figure 3.12 - Correspondance entre l'analogie électrique et le moteur réalisé.....	72
Figure 3.13 - Installation des thermocouples	73
Figure 3.14 - (a) Capteur de pression CitySensor et (b) son intégration sur le prototype	74
Figure 3.15 - Intégration de l'accéléromètre.....	75
Figure 3.16 - Chaîne d'acquisition	76
Figure 3.17 - Résultats d'un essai : (a) au démarrage, (b) diagramme p-V et (c) accélération et pression en fonction du temps.....	77
Figure 3.18 - Identification de l'amortissement mécanique.....	79
Figure 3.19 - Diagrammes p-V des chambres chaude et froide expérimentaux et simulés.....	81
Figure 3.20 - Représentation de la dilatation thermique au niveau de l'échangeur chaud.....	82
Figure 3.21 - Schéma thermique prenant en compte les échanges thermiques présent en dehors des échangeurs et de la résistance de contact	83
Figure 3.22 - Régénérateur oxydé.....	85
Figure 3.23 - Circuit électrique équivalent du nouveau modèle de régénérateur.....	87
Figure 3.24 - Régénérateurs testés : (a) toile de cuivre et (b) toile d'acier inoxydable.....	88
Figure 3.25 - (a) Banc de test « régénérateurs » et (b) circuit électrique équivalent.....	89
Figure 3.26 - Impédance de différents régénérateurs	90
Figure 3.27 - Comparaison des pertes de charge expérimentales avec des corrélations expérimentales issues de [67]	91
Figure 4.1 - Diagramme de Sankey pour le moteur Stirling.....	97
Figure 4.2 - Digramme de Grassmann pour le moteur Stirling	99
Figure 4.3 - Influence de la pressurisation du moteur sur la performance du moteur Stirling	101
Figure 4.4 - Influence des volumes morts des chambres sur le moteur	102
Figure 4.5 - Influence de la masse en mouvement sur le moteur.....	103
Figure 4.6 - Influence de l'isolation sur les performances du moteur	104
Figure 4.7 - Influence du coefficient électromagnétique et de la résistance de charge sur le moteur	105
Figure 4.8 - Puissance en fonction du rendement pour différentes valeurs de résistance de charge rc et de coefficient électromagnétique β	106
Figure 5.1 - Schéma du banc d'essais modifié de caractérisation du régénérateur.....	113
Figure 5.2 - Concept de moteur Stirling avec pistons internes	114
Figure 5.3 - Idée de moteur Stirling triphasé : (a) vue globale, (b) vue en coupe.....	116

Liste des tableaux

Tableau 2.1 - Résumé des modèles existants de moteur Stirling	38
Tableau 3.1 - Résumé d'un essai.....	76
Tableau 3.2 - Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés	80
Tableau 3.3 - Comparaison entre le modèle et des essais expérimentaux.....	85
Tableau 4.1 - Résultats de simulation pour le moteur optimisé	95

Introduction générale

Dans le contexte actuel de crise des ressources (pétrole, gaz, charbon), et de préoccupation écologique (réchauffement climatique, pollutions en tous genres), ce que l'on a coutume d'appeler les économies d'énergie représente une part des enjeux. En effet, quelle que soit actuellement la région du monde considérée, les besoins s'accroissent et la consommation énergétique mondiale augmente sans cesse [1]. Avec le développement de pays émergents comme l'Inde, la Chine ou le Brésil, nous assistons à une accélération de la consommation au fil des ans. Alors que le stock des ressources n'est pas infini, et qu'il ne peut aller qu'en diminuant, malgré des technologies d'extraction de plus en plus performantes. Leur utilisation, telle qu'elle est faite de nos jours, est par conséquent vouée à périliter à l'avenir. En plus de ce problème, l'industrialisation s'accompagne également d'une production de gaz à effet de serre responsable du réchauffement climatique.

Il serait utopique d'espérer une diminution de la demande énergétique dans la situation déjà évoquée. Une meilleure utilisation de celle-ci constitue alors une alternative précieuse dans l'objectif de diminuer les déperditions énergétiques inhérentes aux activités humaines, voire de les valoriser, et ainsi de limiter en aval la hausse de la production nécessaire. En effet, une grande quantité de la chaleur produite par ces activités n'est pas utilisée, ce qui représente un vrai gaspillage dont il est difficile mais crucial d'appréhender l'importance. Alors que, correctement récupérée, elle pourrait servir à de nombreuses applications, et constituer une solution tout à fait efficace, notamment dans le domaine de l'industrie.

Dans un premier temps, nous nous intéresserons aux enjeux de la valorisation de l'énergie thermique, souvent appelée chaleur fatale. Nous identifierons pour ce faire les sources majeures de déperdition thermiques en les replaçant dans un contexte général du point de vue énergétique et économique. En effet, parmi ces sources de chaleur, le niveau de température définie comme « bas » ($< 230\text{ °C}$) en représente la majorité et n'est pour le moment que peu valorisée. Cette valorisation représente donc un enjeu majeur pour répondre à la problématique énergétique actuelle. Ensuite, nous présenterons les principaux systèmes technologiques capables de convertir cette chaleur en énergie électrique. Puis, nous décrirons en détail les modules thermoélectriques, la machine de Rankine et le moteur Stirling, en spécifiant leurs avantages et leurs inconvénients respectifs.

Pour la suite de notre étude, cette analyse nous a permis de sélectionner le moteur Stirling pour son potentiel, choix motivé par un certain nombre d'avantages qui lui sont propres. Il sera donc l'objet de la suite de notre exposé.

Dans un second temps, nous étudierons les différents modèles proposés dans la littérature dédiés à la modélisation des moteurs Stirling. Chacun d'eux sera à cette occasion décrit et commenté. Dans l'objectif de développer un modèle capable de décrire le fonctionnement du moteur Stirling, depuis les transferts de chaleur avec ses sources jusqu'à la production d'électricité grâce à un support numérique commun, nous nous pencherons sur les analogies électriques qui existent pour décrire les phénomènes physiques présents. Nous détaillerons ensuite la construction du modèle découlant de cette analogie, réalisable grâce à une linéarisation des équations. Nous dépeindrons également les moyens mis en place pour la résolution numérique, ainsi que les résultats obtenus.

Dans une troisième partie, nous décrirons le prototype réalisé. Pour chaque composant, une explication de ses fonctions, de ses contraintes de fabrication et de sa réalisation sera donnée. Nous expliciterons également l'implantation des capteurs afin de mesurer et d'enregistrer les données du moteur (températures, pressions, déplacement). Grâce au prototype, des paramètres du modèle seront identifiés. Ensuite, une comparaison entre les essais et les simulations sera effectuée afin de déterminer les capacités de prédiction du modèle.

Dans la quatrième et dernière partie, nous utiliserons le modèle afin de réaliser le pré-dimensionnement d'un moteur. Une étude de sensibilité à la pression, aux volumes morts, à la masse oscillante, à l'isolation, au coefficient électromagnétique et à la résistance de charge sera menée dans ce but. Elle nous permettra de déterminer les valeurs optimales de ces paramètres pour optimiser les performances du moteur. Par ailleurs, afin de déterminer les pertes principales du moteur, une étude énergétique et exergetique sera également menée. Elle permettra notamment de souligner l'importance des transferts thermiques et des pertes mécaniques présentes dans le moteur.

Enfin, suite à ces travaux, et en guise de conclusion, des perspectives d'améliorations seront proposées pour les ancrer dans une perspective d'avenir plus concrète.

Chapitre 1

Contexte de travail : valorisation d'énergie thermique basse température

Sommaire

1.1	Contexte énergétique et économique.....	14
1.2	Machine de Carnot	15
1.3	Technologies existantes	17
1.3.1	Thermo-éléments	17
1.3.2	Machine de Rankine (ORC)	20
1.3.3	Moteur Stirling	22
1.4	Le moteur Stirling : un choix prometteur ?.....	25

1.1 Contexte énergétique et économique

Dans nos sociétés industrialisées, le besoin énergétique de l'industrie représente une quantité importante de l'énergie totale consommée. En France, par exemple, la consommation de l'énergie par l'industrie représentait environ 19,2% de la consommation totale pour la seule année 2014 [2]. On l'estime à environ 70% en Chine [3], et à un tiers aux Etats-Unis [4]. Toujours aux Etats-Unis, en reprenant les chiffres disponibles, il est intéressant de préciser que 20 à 50% de cette consommation est dissipée sous forme de fumée chaude, ou par conduction, convection ou rayonnement à partir des équipements chauds. Sachant que la consommation annuelle de l'industrie américaine est d'environ 9.5×10^9 MWh, on voit donc que la quantité d'énergie dissipée sous forme de chaleur est considérable, et cela démontre tout l'intérêt de développer des systèmes capables de la valoriser. Pour autre exemple, au Royaume-Uni, 14 TWh sont récupérables par an, ce qui représente 4% de la consommation annuelle [5]. Comment faire alors pour réduire cet énorme gaspillage ?

Notons que toute cette énergie se présente sous forme de chaleur à différentes températures. Or, le niveau de température en définit la qualité et donc les utilisations potentielles. Il en ressort ainsi trois catégories pouvant être définies comme suit [4] : les hautes températures (>650 °C), les moyennes températures (entre 650 et 230 °C) et les basses températures (<230 °C).

La chaleur à haute température peut provenir par exemple de hauts fourneaux dans les fonderies. À moyenne température, elle est issue plutôt d'industrie comme les cimenteries. À basse température, les sources sont multiples et variées. Il s'agit de systèmes de refroidissement des portes des fourneaux, de compresseurs d'air, ou encore des gaz d'échappement de moteur à combustion interne. Les hautes et les moyennes températures sont généralement réutilisées dans le préchauffage d'air pour la combustion ou les fours des fonderies. Les basses températures, en revanche, sont davantage valorisées dans le chauffage des locaux, ou dans l'eau chaude sanitaire, ou encore dans la production d'énergie électrique [4], [6]. On différencie ainsi la récupération de la chaleur pour le processus en lui-même, ou bien pour un autre processus sur site ou encore pour la production d'électricité, appelée cogénération.

C'est la catégorie des basses températures qui est de loin la plus conséquente. Elle représente plus de 60% des énergies dissipées [4]. En France, près de 27 TWh de chaleur, dont la température est comprise entre 100 et 200 °C, est détruite [6], se dissipant le plus souvent dans l'atmosphère. Bien que moins intéressante d'un point de vue qualitative, elle a l'avantage d'être disponible en grande quantité dans toutes les industries [4]. Elle est donc porteuse d'un fort potentiel, et suscite à ce titre un intérêt croissant. Le travail présenté dans ce document a pour visée la valorisation en électricité de cette chaleur basse température non utilisée. L'énergie

électrique ainsi générée permettra soit de l'utiliser pour l'alimentation des dispositifs auxiliaires au système qui dissipe la chaleur, soit de la réinjecter sur le réseau. Notons ici que lorsque nous évoquons la génération d'énergie tout au long de ce document, il s'agit plus précisément de la conversion de l'énergie, ce qui est plus juste par rapport à la première loi de la thermodynamique qui est communément énoncée selon le principe de Lavoisier : « rien ne se perd, rien ne se gagne, tout se transforme ».

Pour que la stratégie de récupération d'énergie thermique basse température soit pertinente, il faut que celle-ci soit économiquement rentable. Les systèmes de conversion doivent donc être spécifiques. L'adéquation entre son rendement énergétique, limité intrinsèquement par le rendement de Carnot, défini dans la section suivante, et son coût d'investissement et de maintenance doit être un objectif de conception. Nous nous intéresserons dans un premier temps au système de Carnot qui représente la machine ditherme théorique idéale. Ce système nous servira de base de comparaison des performances des différents systèmes existants.

Il existe à ce jour plusieurs technologies de récupération d'énergie thermique basse température. Parmi le florilège de technologies existantes, les plus connues et utilisées sont [7] : les modules thermoélectriques, la machine de type Rankine, ou encore le moteur Stirling. Nous pouvons également citer le moteur à cycle de Kalina et les moteurs à fluide à changement de phases, ceux-ci font partie des solutions très innovantes en phase de recherche amont. Le cycle de Kalina permettrait d'obtenir des puissances de l'ordre de 15 à 20% de plus que les cycles de Rankine dans les mêmes conditions, mais les difficultés de mise en œuvre et de maintenance sont encore trop importantes [8]. Les moteurs avec des fluides à changement de phases ont quant à eux des rendements de conversion très en deçà des approches plus « classiques » données en premier lieu [9]. Nous nous intéresserons surtout aux trois premières que nous détaillerons : les modules thermoélectriques (TE), la machine de Rankine (ORC) et le moteur Stirling. Ce comparatif nous a permis de porter notre choix sur la technologie Stirling, qui nous a semblés la plus prometteuse pour la valorisation d'énergie thermique basse température.

1.2 Machine de Carnot

Sadi Carnot, physicien français, publie en 1824 son livre intitulé « *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance* » dans lequel il s'intéresse à l'optimisation de machines thermiques. Il met donc au point un cycle thermodynamique théorique dont le rendement est maximal : le cycle de Carnot [10]. Etant

Contexte de travail : valorisation d'énergie thermique basse température

réversible, c'est-à-dire sans phénomène dissipatif, ce cycle n'est que théorique et ne peut être mis en œuvre expérimentalement. Il se compose de ces quatre transformations successives :

- Compression isotherme réversible à la température froide (T_c),
- Compression adiabatique réversible,
- Détente isotherme réversible à la température chaude (T_h),
- Détente adiabatique réversible.

L'efficacité au sens du premier principe de ce cycle moteur, appelé rendement par la suite, est défini comme étant le rapport entre le travail utile en sortie W et l'énergie thermique fournie en entrée Q_h :

$$\eta_c = \frac{-W}{Q_h} \quad (1.1)$$

En utilisant le premier principe de la thermodynamique pour un système fermé :

$$W + Q_c + Q_h = 0 \quad (1.2)$$

Avec Q_c la chaleur rejetée par le système, et l'égalité de Clausius-Carnot, équation issue du second principe de la thermodynamique pour un système réversible :

$$\frac{Q_h}{T_h} + \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (1.3)$$

Nous obtenons finalement l'équation :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (1.4)$$

Ce rendement représente donc le rendement maximal que peut avoir une machine ditherme. Notons qu'il est impossible d'obtenir un rendement unitaire ($\eta_c = 1$), à l'exception du cas théorique où $T_c = 0 \text{ K}$. Dans notre cadre d'étude des basses températures, avec $T_h = 230 \text{ °C}$ et $T_c = 20 \text{ °C}$, nous avons un rendement plafond de 41,7%. Avec ces niveaux de température, en aucun cas il sera possible de dépasser ce rendement.

Ce cas idéal permet donc de comparer les différents systèmes de conversion d'énergie thermique au maximum théorique, même lorsque les niveaux des températures sont différents. Il nous sert donc de référence aux technologies existantes. Nous introduisons ainsi le rendement second principe qui est le rapport du rendement de la machine en question (η) et du rendement du cycle de Carnot aux mêmes températures :

$$\varepsilon^{2d} = \frac{\eta}{\eta_c} \quad (1.5)$$

Ce cycle de Carnot nous permet également d'introduire la notion d'exergie. elle est définie comme étant : $Ex = H - T_0S$, avec H l'enthalpie et S l'entropie. Elle représente le travail maximum disponible pour un système dans un environnement donné, défini par une pression et une température de référence, respectivement p_0 et T_0 . Par définition, le flux d'exergie associé à une puissance mécanique est égal à cette puissance mécanique, alors que le flux d'exergie d'un flux de chaleur à température T est ce flux de chaleur pondéré par le rendement de la machine de Carnot, aussi appelé facteur de Carnot. Ainsi, nous avons les définitions suivantes :

$$\dot{E}x_p = P \quad (1.6)$$

$$\dot{E}x_{\dot{Q}} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (1.7)$$

Le rendement exergetique d'un moteur thermique donnant une puissance utile \dot{W}_u à partir d'une chaleur \dot{Q}_h prise à une source à température T_h est défini comme :

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{E}x_{\dot{W}_u}}{\dot{E}x_{\dot{Q}_h}} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right)} \quad (1.8)$$

En choisissant la température de référence T_0 égale à la température du puits froid, le rendement exergetique équivaut au rendement au sens du second principe comme le montre l'équation (1.9) :

$$\varepsilon^{2d} = \frac{\eta}{\eta_c} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right)} \quad (1.9)$$

1.3 Technologies existantes

1.3.1 Thermo-éléments

Thomas Johann Seebeck a découvert en 1821 qu'il est possible d'obtenir une différence de potentiel à la jonction de deux barreaux de métaux différents si ceux-ci sont soumis à un gradient de température.

En pratique, un thermo-élément (TE) est composé de 2 barreaux de métaux différents (a et b), reliés par un conducteur électrique comme décrit sur la Figure 1.1a. Dans un tel dispositif,

imposer une différence de température entre les extrémités induit d'y créer une différence de potentiel électrique. Lorsque le circuit électrique ainsi considéré est ouvert, le coefficient qui relie la différence de température à celle de la tension, appelé coefficient de Seebeck, est défini comme :

$$\alpha_{ab} = \frac{dU}{dT} \quad (1.10)$$

Ce coefficient est associé à chacun des matériaux par $\alpha_{ab} = \alpha_a - \alpha_b$, où les indices a et b correspondent à chacun d'eux, T est la température et U la tension. Afin de maximiser la capacité du module à convertir de la chaleur en énergie électrique, les matériaux utilisés sont respectivement dopés en « trous » (type p) et en (type n) [11] afin d'augmenter le coefficient Seebeck du couple.

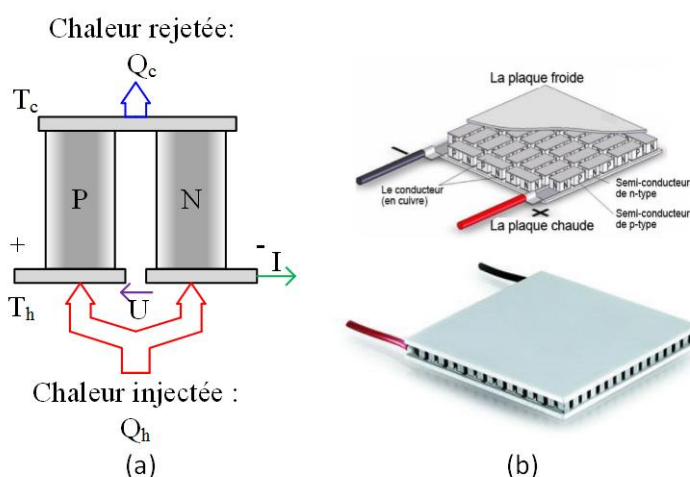


Figure 1.1 - (a) Schéma d'un module TE et (b) module commercialisé [12]

Cependant ce coefficient seul ne permet pas de caractériser un module TE. En effet, les matériaux étant traversés par des flux thermiques et électriques, il convient de prendre en compte les phénomènes de conduction, caractérisés respectivement par la conductivité thermique λ et la résistivité électrique r . Ces caractéristiques influent sur les performances du module TE : plus la conductivité thermique est importante plus le gradient de température et donc la différence de tension sera faible. De même, si la résistivité est importante, une grande quantité de chaleur sera dissipée par l'effet Joule. En résumé, afin de quantifier la performance d'un matériau thermoélectrique, le facteur de mérite (FOM) ZT est utilisé :

$$ZT = \frac{\alpha^2}{r\lambda} T \quad (1.11)$$

Ce facteur est en relation avec l'efficacité des modules TE. Le rendement maximal théorique a pour expression :

$$\eta_{max} = \frac{T_h - T_c}{T_h} \frac{\sqrt{1 + Z_{ab}T_m} - 1}{\sqrt{1 + Z_{ab}T_m} + \frac{T_c}{T_h}} \quad (1.12)$$

Avec T_c , T_h et T_m respectivement la température froide, la chaude et la température moyenne de fonctionnement, Z_{ab} est quant à lui le facteur de mérite du thermocouple et s'exprime de la manière suivante :

$$Z_{ab} = \frac{(\alpha_a - \alpha_b)^2}{(\sqrt{r_a \lambda_a} + \sqrt{r_b \lambda_b})^2} \quad (1.13)$$

Mathématiquement, il est alors évident que si le matériau a un coefficient de Seebeck fort, une résistivité électrique et une conductivité thermique faible, alors le facteur de mérite n'en sera que plus important et le matériau d'autant plus performant et présentera un potentiel de conversion élevé.

Un module thermoélectrique complet est composé de multiples éléments de base décrits précédemment. Ils y sont assemblés en série d'un point de vue électrique et en parallèle d'un point de vue thermique. Le plus souvent, ils se présentent comme illustrés sur la Figure 1.1b. Il faut préciser que les modules sont communément réalisés à partir de deux plaques d'alumine, assurant le rôle de support et d'isolation électrique, sur lesquelles sont ajoutées des pistes en cuivre jouant le rôle de conducteur électrique.

Les avantages de cette technologie sont notables. Premièrement, ce système convertit directement de l'énergie thermique en énergie électrique sans passer par d'autres formes d'énergie. Sans pièce en mouvement qui engendre de l'usure, du bruit et donc de la maintenance potentielle, les thermo-éléments sont particulièrement attractifs pour l'application visée. Les modules sont également assez compacts. Cependant, le gros désavantage est le rendement de conversion très faible. Ainsi, dans la plage de température 20 – 300 °C, il est seulement de l'ordre de 5-7% (soit 10 – 14% du rendement de Carnot avec $T_h = 300 \text{ °C}$ et $T_c = 20 \text{ °C}$) à cause des pertes internes [13], principalement dues à la résistance électrique et au flux de chaleur par conduction. Les FOM des matériaux les plus courants sont indiqués en fonction de la température sur la Figure 1.2 (d'après [14]). La limite de 200 °C, choisie comme étant la température limite dans le cadre de nos travaux, est matérialisée par les lignes rouges. Nous

pouvons remarquer que le couple de matériaux le plus intéressant, avec un ZT de l'ordre de 1, est le tellure de bismuth (Bi_2Te_3) dopé p et n, qui peut être enrichi avec du sélénure de bismuth (Bi_2Se_3) ou du tellure d'antimoine (Sb_2Te_3).

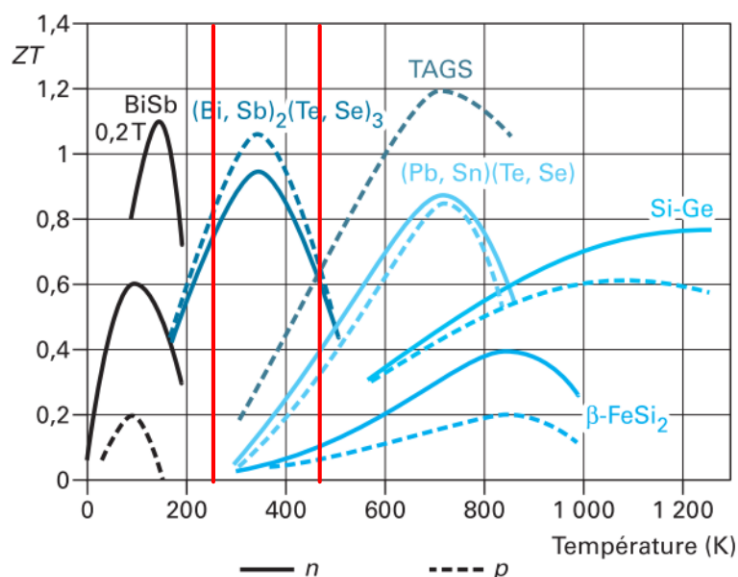


Figure 1.2 - Dépendance en température de ZT des matériaux conventionnels [14]

De manière concrète, des recherches sont effectuées pour développer des systèmes de récupération d'énergie thermique par des modules TE. La chaleur des gaz d'échappement paraît par exemple être une voie prometteuse [15]. Des études dans le domaine de l'industrie sont également en cours [16], [17]. Toutefois, au vu des rendements atteints avec le développement actuel, des applications pratiques dans l'industrie ne sont pas encore viables économiquement [18], [19]. Dans l'hypothèse que des modules matériaux présentant des FOM plus importants, et que de réels efforts d'intégration devraient finir par voir le jour, ceux-ci deviendront compétitifs et de nombreuses applications pourraient alors en découler.

1.3.2 Machine de Rankine (ORC)

Inventé par William John Macquorn Rankine (1820-1872), qui lui donna son nom, la machine de Rankine décrit un cycle thermodynamique, assurant la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Comme le mouvement mécanique obtenu est sous la forme de mouvement de rotation, la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique est assurée par une génératrice : un alternateur électromagnétique classique largement optimisé. Cette technologie étant bien connue et maîtrisée, la description se fera principalement sur la conversion thermo-mécanique. Le cycle de Rankine est basé sur le changement de phase d'un fluide. La

Figure 1.3 illustre les différentes transformations subies par le fluide dans le diagramme pression-enthalpie avec un schéma des différents composants de la machine correspondants aux différentes étapes. Nous distinguons quatre transformations [20] :

- 1 → 2 : Compression adiabatique réversible (isentropique),
- 2 → 3 : Évaporation isobare irréversible,
- 3 → 4 : Détente adiabatique réversible (isentropique),
- 4 → 1 : Condensation isobare irréversible.

L'énergie massique mécanique nette récupérée w_{net} et le rendement théorique η sont définis par :

$$w_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (1.14)$$

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (1.15)$$

Où les h_i sont les enthalpies massiques aux points i présentés sur la Figure 1.3. Le plus souvent, l'énergie de compression $W_{comp} = h_2 - h_1$ est négligeable comparée à l'énergie de détente dans la turbine $W_{exp} = h_3 - h_4$. En effet, l'énergie de compression du liquide est nettement plus faible que l'énergie de détente de sa forme gazeuse. À ce rendement vient s'ajouter l'efficacité du convertisseur électrique qui est de l'ordre de 90% [21].

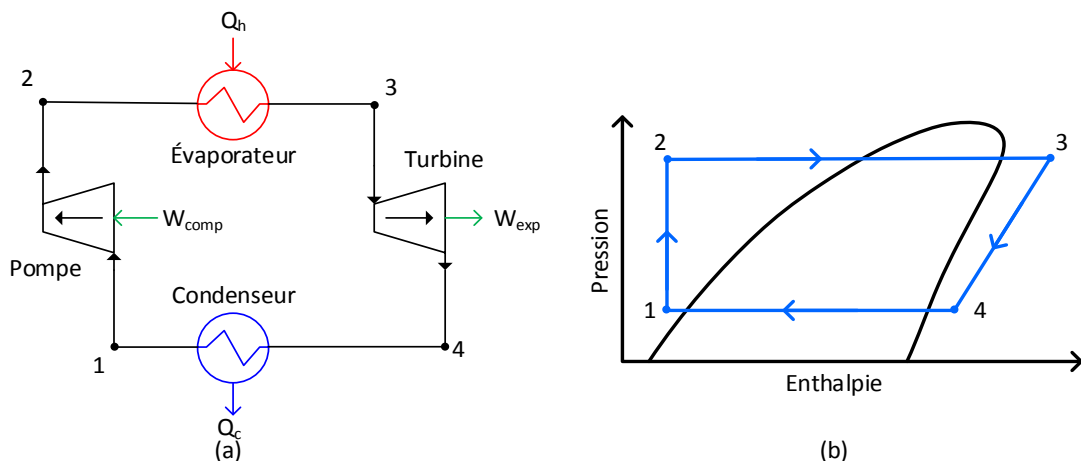


Figure 1.3 - Schéma de principe d'un ORC (a) et le diagramme p-h correspondant (b)

De l'eau fut utilisée dans un premier temps. À la suite de quoi des fluides organiques comprenant les alcanes, les alcanes fluorés, les éthers et les éthers fluorés furent employés. Dans ce cas, on parle de cycle de Rankine organique (ORC). Les deux principaux avantages de ces fluides sont : d'une part, une température plus basse d'ébullition permettant de diminuer les

températures de fonctionnement, d'autre part, du fait de leur masse molaire plus élevée, une vitesse de rotation de la turbine ainsi qu'une pression de fonctionnement plus faibles, ce qui limite les contraintes mécaniques [22]. Cependant, ces fluides peuvent en contrepartie être dangereux pour l'environnement [22] car certains ont, entre autres inconvénients, un fort potentiel à effet de serre.

Nous pouvons souligner que les paramètres qui apparaissent critiques lors de la conception d'une telle machine sont :

- Le fluide de travail,
- Les températures de fonctionnement,
- Les pressions de fonctionnement,
- Le débit du fluide.

Ce type de machines est surtout utilisé dans la valorisation d'énergie thermique en énergie électrique des moyennes et basses températures dans l'industrie [21], [23]. Appliquées à cet essai, elles permettent d'augmenter les efficacités énergétiques des installations. Pour prendre le cas d'une cimenterie [23], une telle installation permet de couvrir à 10 à 20% de la consommation d'électricité.

Nous pouvons ajouter que son principal avantage est sa capacité à fournir une grande puissance, et ce, même avec une source chaude à faible température. Pour une source de chaleur de 200 à 450 °C, les puissances électriques générées vont de 100 à 3000 kW selon la taille de l'installation, avec des rendements de l'ordre de 4 à 20% [21], [24]. En revanche, les inconvénients majeurs sont la taille des machines qui peuvent atteindre celle d'un autobus pour une centaine de kilowatt, ou encore l'utilisation de fluides toxiques pour l'environnement, comme nous l'avons déjà évoqué précédemment.

1.3.3 Moteur Stirling

Inventé en 1816 par Robert Stirling, le moteur qui porte son nom est basé sur la compression et la dilatation d'un gaz sans changement de phase. Son cycle thermodynamique théorique est illustré sur la Figure 1.4. Il se compose de 4 transformations :

- 1 → 2 : une compression isotherme réversible à basse température (T_c)
- 2 → 3 : un chauffage isochore
- 3 → 4 : une détente isotherme réversible à haute température (T_h)
- 4 → 1 : un refroidissement isochore.

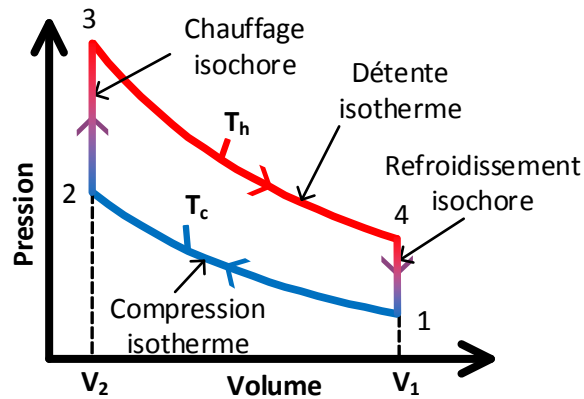


Figure 1.4 - Diagramme p-V du cycle de Stirling idéal

En supposant le gaz parfait, le travail théorique produit par un moteur Stirling est :

$$|W_{th}| = m r_g (T_h - T_c) \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (1.16)$$

Où m est la masse de gaz utilisé et r_g sa constante spécifique. L'invention de Robert Stirling concerne principalement le régénérateur, ce qui a considérablement amélioré les performances du moteur. Ce composant sert de tampon d'énergie thermique. L'énergie cédée par le gaz lors du refroidissement (4→1) est stockée en chauffant le régénérateur, puis la chaleur est restituée au gaz lors de son chauffage (2→3). En exploitant l'hypothèse d'un régénérateur parfait (transfert sans perte de la chaleur de la phase de refroidissement à la phase de chauffage) le rendement de la machine de Stirling devient égal au rendement de Carnot :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (1.17)$$

Différentes architectures de moteur existent, les plus classiques pouvant être listées comme étant les types α , β et γ , et distinguées comme suit :

- Le type α , Figure 1.5a, est constitué de deux pistons moteurs reliés cinématiquement avec un déphasage de 90° . Chaque piston se situe dans une chambre différente.
- Le type β , Figure 1.5b, a quant à lui une conception différente lui conférant une compacité accrue. Il possède un piston moteur et un piston déplaceur dans une chambre unique. Le piston moteur sert à faire varier le volume total de gaz, alors que le déplaceur comme son nom l'indique sert à balayer alternativement le gaz

du côté froid au côté chaud de la chambre. Le souci majeur de cette architecture est le fait que la tige du déplaceur doit traverser le piston, ce qui provoque des dissipations mais également peut engendrer des fuites de gaz.

- Enfin, la troisième architecture, nommée γ , Figure 1.5c, a pour but d'éviter ces problèmes tout en gardant le principe du déplaceur. La distinction vient du fait qu'il est moins compact que le type β mais sa conception est simplifiée.

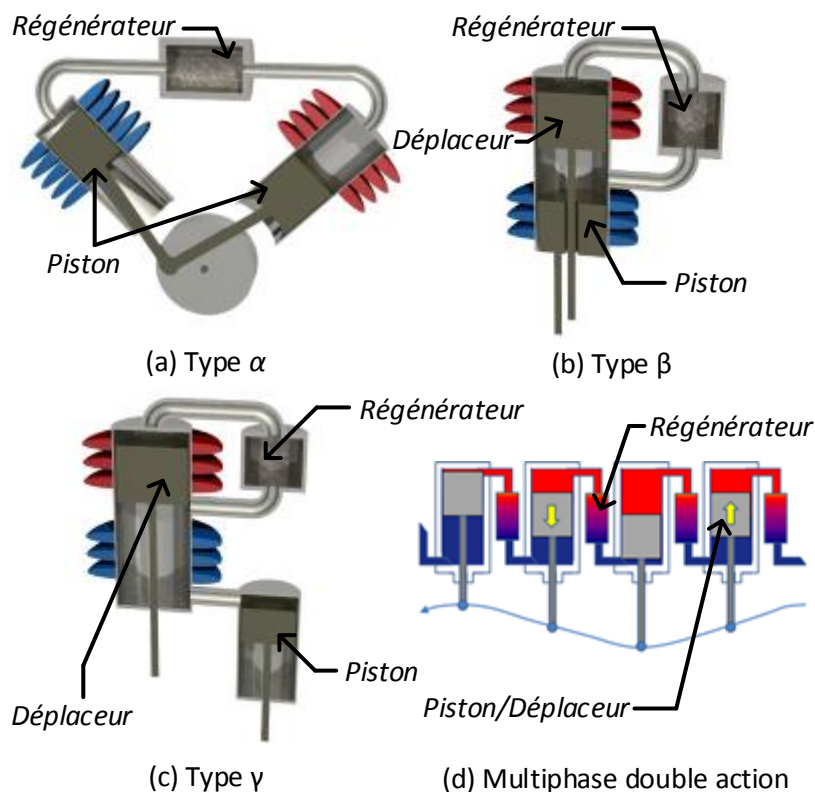


Figure 1.5 - Différentes architectures de moteur Stirling

Cette liste n'est pas exhaustive, il existe d'autres catégories. Notamment les architectures multiphases double action où un seul piston joue le rôle de moteur et de déplaceur mais pour 2 moteurs Stirling. C'est-à-dire que le système complet se compose de plusieurs moteurs Stirling assemblés en série. Un schéma d'illustration clarifiant le concept est donné sur la Figure 1.5d.

L'un des caractéristiques essentielles de ces moteurs est d'avoir une cinématique imposée, à savoir que la course et le déphasage sont fixés par des éléments mécaniques spécifiques. Certains moteurs n'ont pas ces paramètres fixes, ce sont les moteurs à pistons libres. Au lieu d'être mécaniquement liés, ils ont la particularité d'avoir les pistons mis en oscillation grâce à des ressorts (gaz ou classiques), ou encore des pistons liquides [25]. Cette dernière option représente une solution envisageable, mais est difficilement mise en pratique.

Au travers de nos travaux, le type de moteur choisi pour être étudié dans ce travail est un moteur Stirling multiphase à pistons libres double action. En effet, c'est celui qui nous semble présenter le plus d'avantages. Une description plus précise en est faite dans la section suivante.

Le moteur Stirling possède un certain nombre d'avantages. En effet, étant un moteur à apport de chaleur externe (par opposition aux apports internes comme les moteurs à explosion), son fonctionnement est indépendant de la source. En plus de cela, il ne demande pas d'utilisation de gaz dangereux ou polluant, car il peut fonctionner avec de l'air. Enfin, lorsqu'il est en opération, le bruit engendré est faible et ne constitue pas une nuisance manifeste.

Même s'il est potentiellement élevé, nous devons composer avec une détérioration certaine du rendement dans la pratique, du fait de contraintes technologiques et physiques. Tout d'abord, les cinématiques imposent des mouvements sinusoïdaux aux pistons et aux déplaceurs [26]. À cette occasion, le cycle théorique n'est plus respecté, les quatre phases ne sont plus aussi bien découpées. De plus, des pertes internes sont présentes, comme le frottement des pistons dans les chambres, ou celles dues à la viscosité du gaz utilisé. Ces sources de dissipations d'énergies ne peuvent pas être négligées et une attention particulière doit leur être consacrée.

D'ailleurs, ce type de moteur n'est pas confiné aux tests de laboratoire, mais existe déjà dans le monde industriel. Certaines firmes s'y intéressent, parfois depuis longtemps. En effet, en 1954, un moteur utilisant de l'hydrogène a vu le jour au sein de la société hollandaise Philips. Il développait une puissance de 30 kW pour une température de source chaude à 704 °C, avec un rendement de 36% [27]. Il reste à ce jour une des références en matière de machine Stirling. Pour ce qui est d'un moteur basse température, Kongtragool [28] a testé un prototype de type γ , avec une puissance maximale de 32,7 W, mais un rendement de 0,81%, pour une température chaude de 498 °C et une froide de 34 °C. La marge d'amélioration reste donc importante.

1.4 Le moteur Stirling : un choix prometteur ?

Il est aisé de justifier de l'intérêt tout particulier porté à ce moteur dans notre étude. Tout d'abord, les machines Stirling possèdent un rendement théorique élevé. Dans le cas idéal, le rendement maximal est de 38% pour une source de chaleur à 200 °C et une source froide à 20 °C. Les rendements pratiques des moteurs Stirling sont plus faibles que les ORC [21] du fait des raisons évoquées dans la section précédente. Mais, comme nous l'avons vu, ces derniers utilisent des fluides qui peuvent être dangereux pour l'environnement et ont des tailles de machines beaucoup plus importantes, ce qui peut être un handicap sérieux dans certains cas d'implantation.

Comparé au TE, le moteur Stirling possède des avantages concernant ses performances et son coût.

Un des problèmes majeurs récurrents avec les systèmes mécaniques est l'usure des pièces. Si nous considérons encore une fois le cas des ORC, il s'agit de la turbine et de la pompe. Nous savons que l'usure la plus critique est la détérioration des ailettes de la turbine par les gouttelettes de fluide [23]. C'est une des raisons de l'utilisation de fluides particuliers [22]. Pour les moteurs Stirling, cette usure est bien entendue présente à chaque zone de frottement. Les plus importantes dans les moteurs classiques se situent au niveau de l'interface entre le piston et les parois de la chambre. En effet, cette zone de contact doit assurer deux fonctions : garder une étanchéité pour le gaz sous pression et limiter les frottements mécaniques. Ces deux objectifs sont antagonistes. On saisit évidemment que pour garantir une étanchéité suffisante, il faut serrer le piston dans la chambre tandis que dans l'objectif d'en limiter les frottements il faut à contrario en limiter le serrage. Une solution utilisée pour remédier à ce dilemme est l'utilisation de membranes en lieu et place de pistons classiques, comme ce qui a été développé par Der Minassians dans ses travaux [29]. Ces membranes suppriment complètement les frottements mécaniques, et peuvent assurer une étanchéité lorsqu'elles sont élaborées dans un matériau adéquat.

Afin d'assurer une synchronisation entre les éléments mobiles, un ensemble bielle-manivelle est adopté sur les architectures classiques. Un déphasage de 90° entre les mouvements de ceux-ci permet d'optimiser le comportement thermodynamique. Ce composant mécanique implique des frottements supplémentaires et est donc une nouvelle source de dissipation d'énergie. Un moyen d'éliminer ces pertes est d'utiliser une architecture de moteur à pistons libres double action multiphasé. Le terme « pistons libres » veut dire que l'amplitude des oscillations n'est pas imposée pas le vilebrequin. Les pistons sont alors liés au châssis par un ressort (mécanique ou à gaz) [30]. « Double action multiphasé » signifie en somme que plusieurs moteurs Stirling sont associés mécaniquement les uns aux autres par leurs pistons, sachant que le dernier piston est relié au premier afin de former un système bouclé. De ce fait, l'énergie nécessaire à l'étape de compression du gaz d'un moteur est prise sur l'énergie de l'étape de détente du moteur précédent. Le nombre de moteurs associés impose le déphasage entre les pistons. La Figure 1.6 illustre un moteur Stirling triphasé à pistons libres double action utilisant des membranes. Dans ce cas de figure, en présence de 3 moteurs, appelés phases, le déphasage entre les pistons est de 120° .

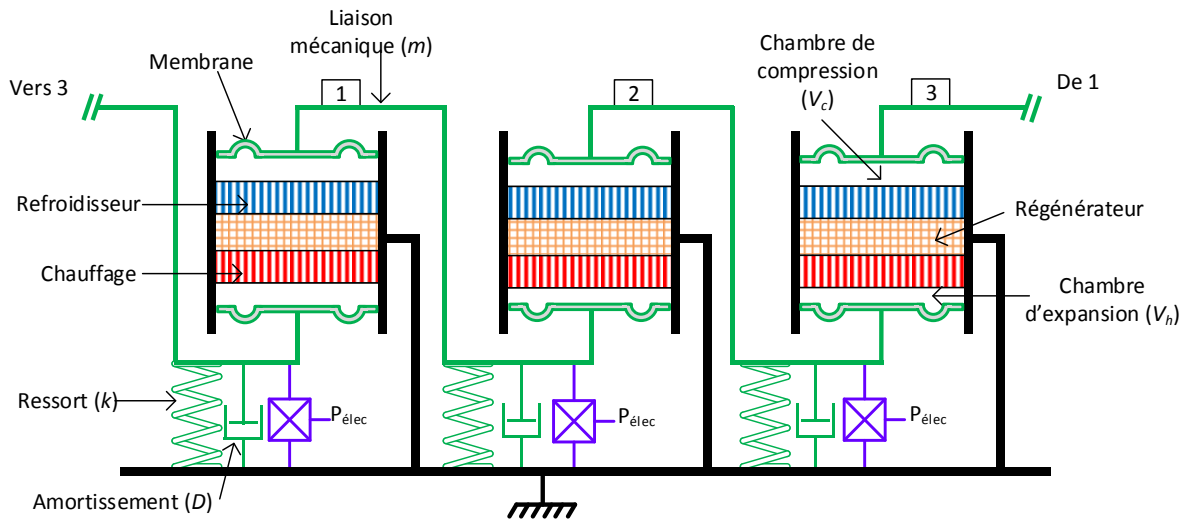


Figure 1.6 - Schéma d'un moteur Stirling triphasé à pistons libres double action

Peu de moteurs à pistons libres ont jusqu'alors été développés. Cependant, l'entreprise américaine Sunpower s'est spécialisée dans la recherche et le développement de ce type de machine [31], [32]. Et c'est en association avec la NASA, qu'elle a notamment développé la machine RE-1000. Cependant, pour le développement de celle-ci, le niveau de température n'est pas considéré comme bas, la température requise est élevée. En effet, il a été conçu pour délivrer une puissance de 1 kW avec une source de chaleur à 600 °C, une fréquence de 30 Hz et une course de piston de 2,54 cm [33].

Pour achever de justifier le grand intérêt du moteur Stirling, il nous faut évoquer un autre avantage de l'architecture à pistons libres double action avec membranes, à savoir, sa simplicité de mise en œuvre. Peu de liaisons mécaniques sont nécessaires à son fonctionnement, ce qui implique également une diminution des sources potentielles de pertes ou de défaillances. De plus, du fait du petit nombre de pièces en mouvement, une telle machine ne nécessite que peu de maintenance. Ceci, ajouté à une construction simple, fait de cette architecture un système qui peut être produit et entretenu à faible coût.

Afin d'optimiser ce type de machines, qui ne sont que peu documentées, un modèle théorique préalablement mis au point est nécessaire. Dans notre étude, nous devons de cette façon prendre en considération que plusieurs phénomènes physiques sont présents dans un générateur à cycle de Stirling. Les domaines associés sont :

- La thermodynamique et la mécanique des fluides, qui décrivent le comportement du gaz,
- La mécanique, pour la dynamique des solides,

- La thermique, pour les transferts de chaleurs,
- L'électromagnétisme, qui régit la conversion de l'énergie sous forme électrique.

Toutes ces physiques considérées sont couplées les unes aux autres. Un modèle qui intègre tous ces aspects est ainsi essentiel pour une description complète du comportement et des performances.

En conclusion, nous avons pu voir que la récupération d'énergie thermique constitue un challenge à relever dans le but de diminuer la consommation d'énergie et surtout d'optimiser l'efficacité énergétique des procédés industriels. Cela apparaît de plus en plus crucial dans un monde en perpétuelle croissance et évolution, et avant tout en manque de solutions réellement pérennes pour satisfaire aux exigences caloriphages de nos sociétés industrialisées. Plusieurs technologies peuvent être mises en œuvre afin de valoriser en énergie électrique la chaleur « basse température » perdue. Le moteur Stirling à pistons libres double action semble prometteur par son rendement théorique élevé, sa simplicité de mise en place et sa robustesse. Cependant, sa modélisation demande la prise en compte d'un grand nombre de phénomènes physiques afin d'être complet. Avec une description exhaustive, une analyse globale pourra être effectuée afin d'étudier les performances du moteur. Les problématiques de choix technologiques pourront ainsi être prises en compte dans une étape de conception intégrant les critères de coût, de robustesse et de durée de vie notamment.

L'ensemble de ces travaux s'inscrit dans la continuité des recherches que mène le laboratoire SYMME de l'Université Savoie Mont-Blanc, présentées dans [34]–[37]. L'objectif visé est de déterminer si, par le développement et l'optimisation du système complet permettant de valoriser les dissipations thermiques industrielles basse température en énergie électrique, ses performances seront assez hautes pour une application.

Le système se compose donc du moteur Stirling, produisant un travail mécanique à partir de la chaleur, et le convertisseur fournissant en fin de compte de l'électricité. L'ensemble sera appelé générateur Stirling. Pour une optimisation globale, chaque composant mérite une attention particulière, c'est pourquoi le prototype doit être modulable. Les composants critiques pourront être étudiés indépendamment grâce à des bancs de test spécifiques afin de déterminer leurs lois de comportement. Le modèle développé est destiné à être utilisé comme un outil d'optimisation globale, il nécessite donc d'être simple afin de garantir des temps de résolutions convenables. Le prototype complet servant à valider le modèle théorique simple, une instrumentation légère sera suffisante.

Contexte de travail : valorisation d'énergie thermique basse température

Le chapitre suivant décrira l'élaboration du modèle développé, qui comprend les processus couplés de la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique.

Chapitre 2

Modélisation du générateur Stirling

Sommaire

2.1	Différentes approches de modélisation : état de l'art.....	32
2.2	Analogie électrique pour les domaines de la thermoacoustique, de la mécanique et de l'électromagnétisme.....	39
2.2.1	Thermoacoustique	39
2.2.2	Oscillateur mécanique	41
2.2.3	Convertisseur électromagnétique	42
2.3	Modèle électrique équivalent du générateur Stirling.....	44
2.3.1	Gaz	44
2.3.2	Dynamique	48
2.3.3	Convertisseur mécano-électrique	49
2.3.4	Circuit électrique équivalent au générateur Stirling	50
2.4	Modèle thermique pour le couplage aux sources	52
2.4.1	Échange avec les sources thermiques	52
2.4.2	Fuites thermiques	53
2.4.3	Détermination des températures internes	53
2.5	Résolution numérique	54

Tout au long de ce chapitre, la construction d'un modèle multiphysique de générateur Stirling à piston libre double action est détaillée. Nous explorerons tout d'abord les différentes analyses des machines Stirling proposées dans la littérature. Elles seront à cette occasion brièvement décrites et commentées, et ceci afin de positionner notre approche. À la suite de quoi, un modèle électrique équivalent sera proposé, en se basant sur l'analogie électrique utilisée dans différents domaines de la physique. Cette modélisation comprend le couplage thermique aux sources, la dynamique mécanique et la conversion d'énergie mécanique en énergie électrique.

2.1 Différentes approches de modélisation : état de l'art

De nombreux chercheurs ont développé des modèles du moteur Stirling depuis son invention il y a deux siècles. Il faut souligner qu'on distingue plusieurs niveaux de description, les plus simples ne s'intéressant qu'aux transformations du gaz de travail à l'intérieur de la machine, alors que les plus complets prennent aussi en compte les échanges de chaleur, la dynamique et la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

Dans tous les cas, l'objectif de ces modèles, quel que soit leur niveau de sophistication, est de déterminer la puissance et le rendement du moteur. Ils s'inscrivent ainsi dans une démarche de pré-dimensionnement et de validation de concepts. Leur facilité de mise en œuvre (temps de résolution notamment) doit donc être en adéquation avec cet objectif. Des hypothèses simplificatrices sont ainsi largement utilisées, mais ont souvent pour conséquence de s'éloigner des processus réels. Cet écart devra être quantifié pour juger de la pertinence de l'outil de dimensionnement aux différentes phases de conception. Une fois les géométries figées et les choix technologiques faits, des analyses plus fines, de type méthode par élément finis, peuvent être utilisées pour déterminer plus précisément les performances des composants et/ou de la machine dans son ensemble.

La stratégie de modélisation élémentaire, après le cycle théorique présenté dans le chapitre 1, consiste en une décomposition préliminaire du moteur en plusieurs zones:

- une zone froide (indiquée par l'indice C),
- une zone chaude (indiquée par l'indice H),
- une zone de régénération qui sépare les 2 premières zones.

Celles-ci sont illustrées à la Figure 2.1 pour un moteur de type « α ». Les zones chaudes et les zones froides peuvent être scindées en deux parties : l'échangeur à volume fixe (notée V_e pour l'échangeur chaud et V_k pour le froid), et la chambre à volume variable (V_h , pour la chambre

Modélisation du générateur Stirling

chaude et V_c pour la froide). La source chaude pour sa part est à la température T_h , alors que le puits froid est à T_c . Notons encore que le gaz est à la température T_e dans l'échangeur chaud et à la température T_k dans l'échangeur froid. L'ensemble du moteur est pressurisé avec une pression \bar{p} , avant qu'il ne soit mis en fonctionnement.

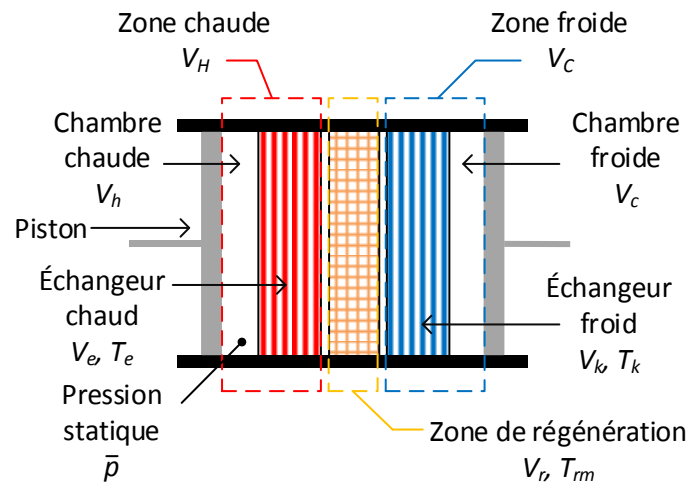


Figure 2.1 - Division de l'intérieur d'un moteur Stirling en zones élémentaires

Les hypothèses communément utilisées sont les suivantes :

- (1) Gaz parfait,
- (2) Pression statique homogène dans tout le moteur,
- (3) a. Transformations isothermes dans les chambres,
b. Ou transformations adiabatiques dans les chambres,
- (4) Quantité de gaz constante,
- (5) Régénérateur parfait : pas de pertes thermiques, les températures du gaz aux extrémités sont égales aux températures du gaz dans les échangeurs.
- (6) Distribution linéaire de la température dans le régénérateur avec pour température moyenne $T_{rm} = (T_e - T_k) / \ln\left(\frac{T_e}{T_k}\right)$, T_e et T_k étant respectivement la température chaude et froide du gaz en entrée et sortie,
- (7) Mouvement sinusoïdal des pistons,
- (8) Échangeurs parfaits : températures des sources et du gaz égales : $T_e = T_h$, $T_k = T_c$,
- (9) Échangeurs isothermes : températures indépendantes du temps.

Le premier modèle mis en place a été proposé par Schmidt en 1871 [38]. Il a comme limite de ne comporter que les transformations subies par le gaz. Il est basé sur le fait que chaque zone est supposée isotherme. Les hypothèses utilisées sont (1) - (9) avec la (3)a.

Modélisation du générateur Stirling

Ainsi, avec la relation des gaz parfaits, la masse totale de gaz m_{tot} est exprimée par l'équation (2.1) :

$$m_{tot} = \frac{\bar{p}\bar{V}_C}{rT_k} + \frac{\bar{p}\bar{V}_H}{rT_e} + \frac{\bar{p}V_r}{rT_{rm}} \quad (2.1)$$

$$p(t) = \frac{m_{tot}r}{\frac{V_C(t)}{T_k} + \frac{V_H(t)}{T_k} + \frac{V_r}{T_{rm}}} \quad (2.2)$$

où r est la constante spécifique du gaz. La barre sur les volumes renvoie aux volumes moyens de la zone froide (C), de la zone chaude (H). La pression dans le moteur est déterminée par l'expression (2.2), connaissant les volumes $V_C(t)$ et $V_H(t)$ définis comme ci-après pour un mouvement sinusoïdal des pistons :

$$V_C(t) = \bar{V}_C + \frac{V_{Cs}}{2} (1 + \cos(2\pi f t + \alpha)) \quad (2.3)$$

$$V_H(t) = \bar{V}_H + \frac{V_{Hs}}{2} (1 + \cos(2\pi f t)) \quad (2.4)$$

Avec V_{Hs} et V_{Cs} les volumes balayés, f la fréquence d'opération et α le déphasage entre les deux pistons, la puissance du moteur est [39] :

$$P = \pi f \bar{p} \frac{(\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} (V_{Hs} \sin(\beta - \alpha) + V_{Cs} \sin(\beta)) \quad (2.5)$$

Avec
$$\tan(\beta) = \frac{\frac{V_{Hs} \sin(\alpha)}{T_e}}{\frac{V_{Hs} \cos(\alpha)}{T_e} - \frac{V_{Cs}}{T_k}}$$

$$b = c/s$$

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{Hs}}{T_e}\right)^2 + \left(\frac{V_{Cs}}{T_k}\right)^2 + 2 \frac{V_{Hs} V_{Cs}}{T_e T_k} \cos(\alpha)}$$

$$s = \frac{V_{Cs}}{2T_k} + \frac{\bar{V}_C}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_e}{T_k}\right)}{T_e - T_k} + \frac{\bar{V}_H}{T_e} + \frac{V_{Hs}}{2T_e}$$

Le rendement (sous l'hypothèse d'un régénérateur parfait, hypothèse (5)) est égal à :

$$\eta = 1 - \frac{T_k}{T_e} \quad (2.6)$$

On remarque ici que le rendement calculé par Schmidt est égal au rendement de Carnot, qui est le rendement maximal pour une machine ditherme idéale. L'avantage de ce modèle est l'expression analytique des grandeurs d'intérêt, ce qui permet une estimation directe des performances. Plusieurs auteurs utilisent cette modélisation pour dimensionner diverses sortes de moteurs : Li [40], Huang [41], Senft [42] ou Kuosa [43].

Cependant, pour Urieli [39] les transformations dans les chambres chaudes et froides ne sont pas isothermes mais adiabatiques. En effet, avec l'hypothèse des transformations isothermes (9), il subsiste un paradoxe dans le fait que les échanges thermiques ont lieu dans les chambres et pas dans les échangeurs. Or, les chambres ne sont pas conçues dans le but d'échanger efficacement de la chaleur, quand les échangeurs sont spécifiquement introduits dans cet objectif. Ainsi, dans une machine réelle telle que le GPU-3 [44] ou le RE-1000 [39], les transformations dans les chambres tendent plutôt à être adiabatiques. Dans ce cas précis, les zones chaudes et froides sont décomposées en 2 parties nommées échangeur et chambre, comme indiqué sur la Figure 2.1. Les hypothèses utilisées pour le modèle isotherme sont les numéros (1) – (10) en prenant la (3)b. La variation de pression est obtenue à partir de la conservation de l'énergie et de la masse, elle s'écrit dans ce cas :

$$dp = - \frac{\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_h}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_{rm}} + \frac{V_e}{T_e} \right) + \frac{V_h}{T_{he}}} \quad (2.7)$$

Où les températures T_{ck} et T_{he} sont les températures aux interfaces entre respectivement la chambre froide et l'échangeur froid et entre la chambre chaude et l'échangeur chaud. Celles-ci dépendent du sens de déplacement du gaz. Dans le cas de figure où il provient d'une chambre pour aller vers l'échangeur alors elles auront la valeur de la température des chambres. En revanche, si le gaz va dans l'autre sens, les températures auront la valeur de celles des échangeurs. Cette discontinuité dans la distribution de la température impose une résolution numérique et non analytique, mais facilement intégrable avec les moyens actuels. Cette approche permet d'accéder à la variation de température qui est observée expérimentalement dans les chambres de compression et de détente. La puissance et le rendement de la machine peuvent être calculés une fois la résolution effectuée. De nombreux auteurs, dont Hachem [45], Scollo [46], Martini [44] ou encore Gheith [47] ont suivi cette approche. Ce dernier enrichit le modèle en considérant le gaz comme « réel » en utilisant l'équation de Van Der Waals à la place de celle des gaz parfaits (hypothèse (1)).

Modélisation du générateur Stirling

Pour les deux modélisations décrites précédemment, l'hypothèse de base selon laquelle les échangeurs sont parfaits est utilisée. Or ils ne peuvent en aucun cas l'être, l'effet de résistances thermiques est l'obstacle principal, et doit également être introduit. En effet, des échangeurs réels impliquent une différence entre la température de la source chaude T_h et la température du gaz chaud T_e , ainsi qu'entre le puits froid à T_c et le gaz froid à T_k . Le rendement de Carnot se trouve diminué car $T_e < T_h$ et $T_k > T_c$. Ceci implique une perte de puissance utile pour la même quantité d'énergie thermique en entrée. De plus, la différence de température entre les côtés froid et chaud implique un transfert de chaleur entre ces deux côtés s'ils ne sont pas parfaitement isolés thermiquement l'un de l'autre, ce qui se traduit par une nouvelle perte additionnelle.

Senft, dans [42], développe un modèle qui permet d'obtenir la puissance maximale qu'un moteur Stirling est capable de fournir en prenant en compte ces pertes thermiques et en ajoutant également les pertes mécaniques dues aux frottements dans les éléments mécaniques. La Figure 2.2 illustre le raisonnement de Senft, R_{thh} et R_{thc} représentent les résistances thermiques des échangeurs et R_{cond} celle des fuites thermiques par conduction entre les côtés chaud et froid. Il aboutit à la démonstration de l'existence d'une limite sur la puissance et le rendement pour un moteur Stirling avec un cycle parfait. Cependant, les équations utilisées reposent sur la définition de la puissance moyenne d'un cycle en fonction des énergies thermiques échangées avec les sources, accompagnées du second principe de la thermodynamique et de l'utilisation du cycle théorique parfait du cycle de Stirling. Ainsi, seules les énergies globales sont mises en jeux, alors que Gheith *et al.* [48] déterminent les échanges thermiques instantanés (avec une hypothèse de transformations quasi-statiques) dans le moteur Stirling qui affectent les températures internes, et donc la puissance et le rendement.

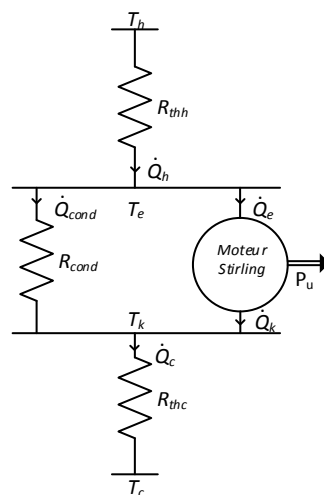


Figure 2.2 - Représentation des transferts de chaleur dans un moteur Stirling d'après Senft [42]

Pour revenir sur le concept des moteurs à pistons libres, nous pouvons nous appuyer en partie sur une étude énergétique proposée par Formosa *et al.* [37]. Dans celle-ci, il intègre à la fois les transformations isothermes du gaz, les transferts de chaleurs dans le moteur et les efficacités des échangeurs et du régénérateur. Cependant, la cinématique du moteur n'est pas prise en compte. Or, le cadre de notre étude est un moteur à pistons libres double action, ce qui a pour conséquence un comportement du moteur fortement dépendant de sa dynamique. Celle-ci doit donc être introduite dans la modélisation pour obtenir un modèle suffisamment représentatif.

Dans son étude, Der Minassians [49] propose un modèle qui intègre cette dynamique. Les évolutions du gaz sont décrites par l'analyse de Schmidt [38] alors que la partie mécanique est modélisée comme un système masse ressort avec amortissement. La conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique est également abordée : un convertisseur électromagnétique linéaire est modélisée avec la méthode des éléments finis afin d'évaluer la force électromotrice. Toutefois, chacun de ces calculs étant développés à part, il ne propose pas de modèle complet d'un moteur.

D'autres chercheurs ont développé des outils analytiques ou numériques afin de décrire la dynamique d'un moteur Stirling à pistons libres [14]–[19]. Ces analyses sont développées à partir d'une linéarisation des équations mécaniques du mouvement afin de déterminer les conditions de fonctionnement telles que la fréquence, l'amplitude ou encore la puissance délivrée. Le modèle thermodynamique utilisé dans ces travaux est celui de Schmidt, reposant principalement sur une hypothèse de transformations isothermes dans les chambres. Ces modèles ne décrivent que la partie dynamique du moteur ainsi que la conversion d'énergie mécanique-électrique dans certains cas et ne considérant pas les échanges thermiques.

Une autre approche consiste à décrire un volume de gaz avec une analogie électrique linéaire. Smith développe celle-ci pour des oscillateurs thermofluidiques [20]. Huang *et al.*, dans [4], décrit le fonctionnement d'un moteur Stirling, et Swift, dans [21], propose une généralisation de l'analogie électrique pour tout type de moteur thermoacoustique. C'est à partir de ces travaux que Formosa dans [22] a développé un modèle de moteur Stirling triphasé à pistons libres double action, en y intégrant une analogie entre la pression et la tension électrique d'une part et le débit volumique et le courant électrique d'autre part. Ainsi, le système gaz du moteur mais également l'aspect dynamique de celui-ci sont pris en compte simultanément, en incluant la partie mécanique dans une description unifiée. Ce modèle a pour avantage de déterminer les performances du moteur en utilisant une analyse dans le domaine fréquentiel. Cependant, la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique, ainsi que les transferts de chaleur non négligeables entre le gaz et ses sources thermiques ne peuvent être ignorés.

Modélisation du générateur Stirling

Le Tableau 2.1 résume les différents modèles développés pour des gaz parfaits, en fonction des différents phénomènes physiques présents au sein d'un générateur Stirling. On voit que toutes les physiques sont abordées bien qu'elles ne soient pas formulées dans un cadre unifié, ce qui justifie la construction d'un modèle « complet ». De notre point de vue, le fort couplage qui existe entre les différentes parties du moteur nous pousse à développer un outil incluant les diverses physiques mises en jeu. Cet outil permettrait de dimensionner toutes les parties du générateur grâce à un seul modèle théorique.

Tableau 2.1 - Résumé des modèles existants de moteur Stirling

	Hypothèse des transformations	Dynamique	Couplage aux sources	Conversion
Schmidt [38]	Isothermes	Non	Non	Non
Urieli <i>et al.</i> [39]	Adiabatiques	Non	Non	Non
Der Minassians [49]	Isothermes	Oui	Non	Oui
Gheith et al [47], [48]	Adiabatiques	Non	Oui	Non
Senft [42]	Cycle parfait	Non	Oui	Non
Formosa <i>et al.</i> [37]	Isothermes	Non	Oui	Non
De Monte [50], [51]	Pas de thermodynamique	Oui	Non	Oui
Rogdakis <i>et al.</i> [52], Redlich <i>et al</i> [53], Berchowicz [54]	Isothermes	Oui	Non	Oui
Formosa <i>et al.</i> [34]	Isothermes	Oui	Non	Non
Modèle développé	Isothermes ou Adiabatiques	Oui	Oui	Oui

Nous avons choisi de décrire le moteur par un circuit électrique équivalent qui permet une description générique des phénomènes physiques, ainsi que de différencier les solutions en fonction des hypothèses retenues (principalement entre les hypothèses (3)a et (3)b). Il est en effet possible pour ce faire de construire une équivalence électrique pour chaque physique mise en jeu.

2.2 Analogie électrique pour les domaines de la thermoacoustique, de la mécanique et de l'électromagnétisme

Différents domaines de la physique utilisent l'analogie électrique pour décrire le comportement de systèmes. Certes elle demande une linéarisation des équations d'équilibre, mais elle permet de décrire aisément les systèmes oscillants autour d'un point de fonctionnement. Elle permet l'élaboration de modèles multiphysiques dans un cadre unifié. De plus, le codage et la résolution de circuits électriques est simple grâce à de nombreux logiciels spécialisés. Nous avons donc choisi de les utiliser pour décrire un générateur Stirling multiphase à pistons libres.

2.2.1 Thermoacoustique

La thermoacoustique est l'étude des phénomènes de conversion d'énergie thermique en énergie acoustique et inversement. D'après Nika [55], [56], les moteurs Stirling appartiennent aux moteurs thermoacoustiques car ils utilisent la particularité des ondes de pression progressives. La seule différence est que les moteurs thermoacoustiques ont un déphasage entre la pression et la vitesse du gaz de l'ordre de 90° , alors que les moteurs Stirling ont un déphasage voisin de 0° , sinon les architectures et les mécanismes de mise en mouvement des pistons sont identiques. De plus, Smith [57] insiste sur le fait que les moteurs Stirling et les moteurs thermoacoustiques sont basés sur le même phénomène physique, à savoir la conversion thermomécanique. Il est donc pertinent de s'inspirer des modélisations de type thermoacoustique existantes.

Les équations suivantes sont issues du travail de Swift [58] qui établit une analogie électrique pour les machines thermoacoustiques entre la pression et la tension et entre le débit volumique et le courant.

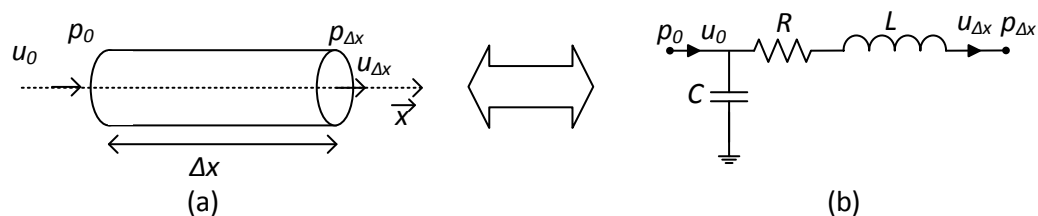


Figure 2.3 - Circuit électrique équivalent pour canal de gaz parfait

La modélisation se fait pour un gaz à température T_m contenu dans un canal de longueur Δx , de diamètre hydraulique r_h et tel qu'une différence de pression existe entre l'entrée et la sortie (Figure 2.3a). Nous supposons être dans le cas d'un tube élancé dont la longueur est très supérieure au diamètre ($\frac{\Delta x}{r_h} \gg 1$). Dans ces conditions, les hypothèses suivantes peuvent être posées :

Modélisation du générateur Stirling

- Gaz parfait,
- Régime établi, c'est-à-dire amplitude et fréquence des oscillations stables.
- Température constante dans le temps, \bar{T} .
- Les variations de pression, de masse et de volume sont supposées petites devant leurs valeurs moyennes. Nous les définissons donc comme :
 $p(x, t) = \bar{p} + \tilde{p}(x, t)$, $m(x, t) = \bar{m} + \tilde{m}(x, t)$ et $V(x, t) = \bar{V} + \tilde{V}(x, t)$,
- Les grandeurs $\tilde{p}(x, t)$, $\tilde{m}(x, t)$ et $\tilde{V}(x, t)$ sont purement sinusoïdales, et peuvent être décrites sous forme complexe.

Dans ce canal, l'équation de continuité peut s'écrire de la façon suivante sous forme complexe (avec $i = \sqrt{-1}$) :

$$\frac{1}{rT_m} i\omega \tilde{p}(x, t) + \frac{\bar{\rho}}{A} \frac{d\tilde{u}(x, t)}{dx} = 0 \quad (2.8)$$

Avec $\bar{\rho} = r\bar{T}/\bar{p}$ la masse volumique moyenne, A la section de passage du gaz, ω la pulsation des oscillations, et $\tilde{u}(x, t) = A \tilde{V}(x, t)$ le débit volumique. En réécrivant l'équation (2.8) en isolant la pression et en intégrant sur la variable d'espace x , nous obtenons par conséquence :

$$\tilde{p}(x, t) = -\frac{\bar{p}}{i\omega A} \frac{u(x, t) - \tilde{u}(0, t)}{\Delta x} \quad (2.9)$$

Nous pouvons faire apparaître une équivalence avec un circuit électrique en isolant le débit volumique en sortie du canal :

$$\tilde{u}(\Delta x, t) = \tilde{u}(0, t) - i\omega C \tilde{p}(\Delta x, t) \quad (2.10)$$

Avec $C = \frac{A\Delta x}{\bar{p}}$ la capacité équivalente qui traduit la compressibilité du gaz. Nous obtenons donc un circuit équivalent pour une chambre de gaz compressible.

Pour traiter la question de la mise en équation de la conservation de la quantité de mouvement, Swift [58] introduit la longueur de pénétration visqueuse δ_v définie comme étant :

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\bar{\rho}}} \quad (2.11)$$

Elle représente l'épaisseur de la couche dans laquelle le fluide subit les effets de la viscosité dus à la proximité des parois. Les calculs suivants ne sont valables que pour $\delta_v \ll r_h$,

Modélisation du générateur Stirling

c'est-à-dire pour un canal suffisamment large pour que les effets visqueux ne soient présents que sur une fine épaisseur. Ainsi, la paroi opposée n'a pas d'influence. La conservation de la quantité de mouvement est alors exprimée par l'équation (2.12), la variable y représente la distance orthogonale à la paroi du canal, avec $y = 0$ à la paroi.

$$i\omega \frac{\bar{\rho}}{A} \tilde{u}(x, y, t) = -\frac{d\tilde{p}(x, t)}{dx} + \frac{\mu}{A} \frac{\partial^2 \tilde{u}(x, y, t)}{\partial y^2} \quad (2.12)$$

Où μ est la viscosité dynamique du gaz. Avec les 2 conditions aux limites qui sont $u(y = 0) = 0$ et $u(y/\delta_v \rightarrow \infty) = K$, avec K un nombre fini, la solution de l'équation (2.12) est :

$$\tilde{u}(x, y, t) = \frac{iA}{\omega \bar{\rho}} \left(1 - e^{-(1+i)\frac{y}{\delta_v}}\right) \frac{d\tilde{p}(x, t)}{dx} \quad (2.13)$$

Afin de ne plus avoir de dépendance en y dans l'équation (2.13), il faut calculer le débit volumique moyen sur la section. Comme la partie exponentielle de l'expression est fortement décroissante au-delà de la couche limite, nous obtenons l'expression approchée (2.14) :

$$\tilde{u}(x, t) = \frac{A}{i\omega} \left(1 - (1-i)\frac{\delta_v}{2r_h}\right) \frac{d\tilde{p}(x, t)}{dx} \quad (2.14)$$

Maintenant nous pouvons faire apparaître une équation décrivant un circuit électrique en linéarisant et réarrangeant l'équation (2.14) :

$$\tilde{p}(\Delta x, t) = \tilde{p}(0, t) - R \tilde{u}(\Delta x, t) - L \frac{d\tilde{u}(\Delta x, t)}{dt} \quad (2.15)$$

Avec $L = \frac{\rho_m \Delta x}{A}$ et $R = \frac{\mu \Pi \Delta x}{A^2 \delta_v}$ l'inductance et la résistance équivalentes respectivement.

L'inductance correspond à l'inertie du gaz, alors que la résistance traduit les pertes visqueuses le long du canal, où Π est son périmètre.

Grâce aux équations (2.10) et (2.15), il devient possible de construire le circuit électrique équivalent d'un canal de longueur Δx tel que présenté sur la Figure 2.3b.

Avec cette méthode, nous sommes en capacité de décrire le comportement du gaz dans les différentes parties du moteur en adaptant la formulation aux spécificités de celles-ci.

2.2.2 Oscillateur mécanique

Nous traitons ce cas car la partie mécanique d'un moteur Stirling à pistons libres peut être vue comme un oscillateur mécanique composé d'une masse m (le piston), d'une raideur k (la suspension) et d'un amortissement D (pertes visqueuses).

Modélisation du générateur Stirling

Dans le domaine de la mécanique, l'analogie électrique est classiquement utilisée pour décrire un oscillateur.

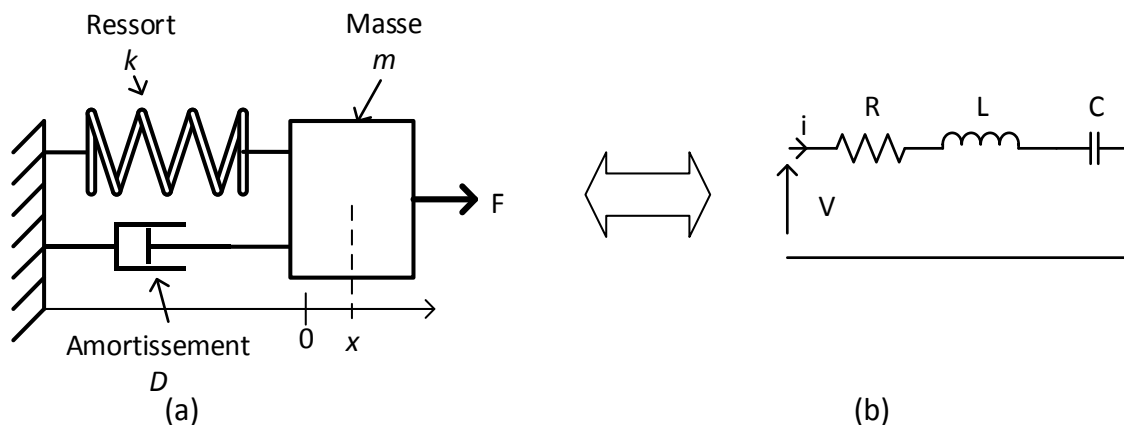


Figure 2.4 - Analogie électrique d'un oscillateur mécanique

En appliquant le principe fondamental de la dynamique à la masse, nous obtenons l'équation différentielle du second ordre suivante :

$$m\ddot{x} + D\dot{x} + kx = F \quad (2.16)$$

La variable x correspond au déplacement de la masse par rapport à sa position d'équilibre statique. En remplaçant le déplacement par la vitesse v dans l'équation (2.16), nous obtenons :

$$m\dot{v} + Dv + k\int v = F \quad (2.17)$$

Il apparaît ainsi l'équation (2.17) qui décrit un circuit électrique contenant une résistance (D), une inductance (m) et un condensateur (k) en série. Nous pouvons donc également représenter par un circuit électrique un système masse-ressort-amortisseur ayant pour tension la force et pour courant la vitesse, comme indiqué sur la Figure 2.4(b).

2.2.3 Convertisseur électromagnétique

Le convertisseur électromagnétique est le dispositif qui va transformer l'énergie mécanique en énergie électrique. Nous pouvons rappeler que le principe est basé sur l'induction électromagnétique afin de produire une tension électrique. La loi de Faraday met en équation ce phénomène :

$$fem = -\frac{d\phi}{dt} \quad (2.18)$$

Modélisation du générateur Stirling

Avec f_{em} la tension induite et φ le flux magnétique. Pour précision, la variation du champ magnétique est générée par un déplacement relatif entre une bobine et un aimant. Cette technologie a été choisie car, au vu de l'architecture de la machine choisie, l'énergie mécanique produite se présente sous forme de mouvements linéaires harmoniques. Un convertisseur linéaire est donc naturel afin d'éviter de mettre en place un système de transformation des mouvements linéaires en mouvements rotatifs. D'autre part, il apparaît qu'au vu de la taille de la machine, la technologie de conversion électromagnétique linéaire est la plus adaptée au sein de notre problématique [59].

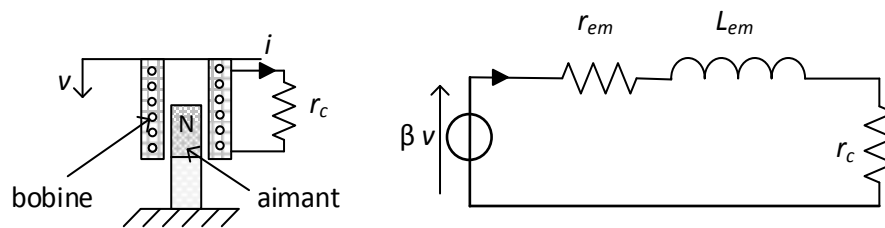


Figure 2.5 - Schéma du modèle du générateur électromagnétique

Un générateur électromagnétique linéaire peut être décrit par une source de tension proportionnelle à la vitesse de déplacement en série avec une inductance L_{em} et une résistance r_{em} d'après [60], [61], [62] et [63]. Le schéma du modèle est montré sur la Figure 2.5. Du point de vue de l'oscillateur mécanique, une force proportionnelle au courant induit est ajoutée. Les équations couplées suivantes décrivent leur dynamique :

$$m \dot{v} + D v + k \int v + \beta i = F \quad (2.19)$$

$$r_c i = \beta v - L_{em} \frac{di}{dt} - r_{em} i \quad (2.20)$$

Avec i le courant dans le circuit électrique, v la vitesse de la masse, r_c la résistance de charge et β le coefficient électromagnétique. Ce dernier dépend du flux magnétique et de la géométrie du générateur.

2.3 Modèle électrique équivalent du générateur Stirling

2.3.1 Gaz

Dans la section 0 nous avons entrepris de déterminer le circuit électrique équivalent pour le cas générique d'un gaz parfait dans une conduite élargée dont le rayon hydraulique est grand devant la longueur de pénétration visqueuse. Dans le moteur étudié, 5 parties distinctes sont occupées par le gaz (Figure 2.1) : la chambre froide, l'échangeur froid, le régénérateur, l'échangeur chaud et la chambre chaude. L'objectif est ici de décliner cette analogie pour chaque zone considérée séparément.

2.3.1.1 Echangeurs chaud et froid :

La construction du modèle est identique pour les échangeurs chauds et froids. Le modèle développé précédemment peut être directement appliqué à cette partie du moteur. Nous obtenons donc :

- La capacité $C_j = \frac{V_j}{p}$, où V_j est le volume de gaz dans l'échangeur ($j = k$ pour le froid et $j = e$ pour le chaud).
- L'inductance $L_j = \frac{\bar{\rho}_j l_j}{A_j}$, avec $\bar{\rho}_j$ la masse volumique moyenne du gaz dans l'échangeur et l_j sa longueur.

Il paraît important de souligner que les échangeurs ne sont pas de simples canaux mais présentent souvent une géométrie complexe (plaques perforées, superposition de grilles etc.). Cette particularité implique la génération de pertes de charge singulières, et non simplement régulières comme la résistance R présentée dans la section 2.2.1. Pour un flux oscillant dans une grille métallique, Nam *et al.* dans [64] montrent que les pertes de charge ne sont pas linéaires avec le débit mais dépendent également du carré du débit. Cela peut être traduit par l'expression suivante :

$$\Delta p_j(t) = \left(a_j + b_j u_j(t) \right) u_j(t) \quad (2.21)$$

Où Δp_j est la perte de charge dans l'échangeur j (avec $j = k$ ou e). Le coefficient a_j est issu de l'expression théorique obtenue à partir des équations de la thermoacoustique ($a_j = \frac{\mu l_j}{d A_j \sqrt{\frac{2\mu}{\omega \rho_j}}}$), alors que le coefficient b_j doit être déterminé expérimentalement étant donné qu'il dépend grandement de la géométrie et des conditions de raccordement entre les échangeurs et les autres éléments internes de la machine. Nous obtenons donc une résistance électrique équivalente de la forme :

$$R_j(u_j(t)) = a_j + b_j |u_j(t)| \quad (2.22)$$

La valeur absolue du débit présente dans cette expression est nécessaire afin de garantir une résistance positive même pour un débit négatif assurant de ce fait une dissipation de l'énergie mécanique indépendamment du sens du débit. Cependant, dans un souci de résolution numérique, une loi polynomiale est préférée pour décrire ces pertes. Nous remplaçons donc l'expression (2.22) par celle définie par :

$$R_j(u_j(t)) = a_j + b'_j (u_j(t))^2 \quad (2.23)$$

Nous supposons que ce paramètre b' reste constant dans la plage du débit volumique pour laquelle il pourra être déterminé, grâce à une identification entre le modèle numérique et un essai.

Nous obtenons donc le circuit équivalent de la Figure 2.6a.

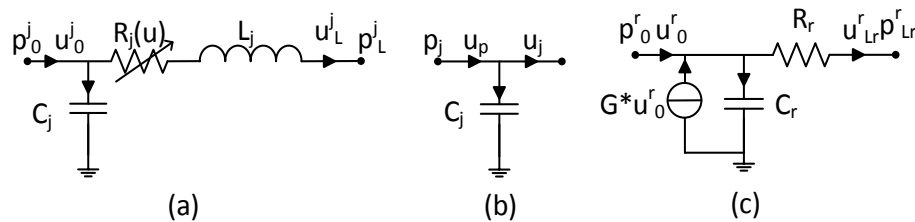


Figure 2.6 - Circuit électrique équivalent à (a) un échangeur, (b) une chambre et (c) un régénérateur

2.3.1.2 Chambres :

Les chambres froide et chaude sont traitées de la même manière que les échangeurs en adoptant des simplifications supplémentaires. L'hypothèse des transformations isothermes ou adiabatiques dans les chambres influence seulement l'expression de la capacité. Dans ces chambres, les pertes visqueuses sont négligées par rapport à celles des échangeurs. En effet, la surface en contact avec le gaz est nettement inférieure à celle des échangeurs.

L'effet de l'inertie du gaz aux fréquences de fonctionnement visées est négligeable devant l'effet de sa compressibilité. En effet, nous pouvons évaluer les impédances de l'inductance et de la capacité équivalentes pour des moteurs existants. Pour le GPU-3 [65], $\omega L_c \sim 10^4 \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$ et $1/\omega C_c \sim 10^9 \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$, et pour le RE-1000 [66] $\omega L_c \sim 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$ et $1/\omega C_c \sim 10^9 \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$, ce qui montre bien que les effets d'inertie sont inférieurs de plus de quatre ordres de grandeur par rapport aux effets de compressibilité. Cette hypothèse sera confirmée à nouveau en utilisant les valeurs obtenues pour la machine expérimentale.

Les chambres assurent principalement la compression et la détente du gaz. En terme d'analogie électrique, elles correspondent seulement à un condensateur de valeur $C_j = \frac{V_j}{\bar{p}}$ pour l'hypothèse isotherme et $C_j = \frac{V_j}{\gamma \bar{p}}$ pour l'adiabatique [57], avec V_j le volume pour la chambre froide ($j = c$) ou la chambre chaude ($j = h$), et γ le coefficient adiabatique. La Figure 2.6a montre le circuit électrique équivalent retenu. Dans la suite de nos travaux, nous considérons les transformations dans les chambres comme étant isothermes. Ainsi, les bilans énergétiques et les calculs de puissances restent simples et favorisent une résolution rapide des équations.

Les chambres chaude et froide peuvent être vues comme des ressorts à gaz pour lesquels les effets d'hystérésis ne sont pas négligeables [39]. Ces pertes sont dues à l'irréversibilité des transformations de compression et de détente. Pour des transformations réversibles adiabatiques ou isothermes, le diagramme p-V est présenté sur la Figure 2.7. Pour une transformation réelle, l'aire du cycle correspond au travail dissipé. En suivant les approximations d'Urieli [39], la puissance dissipée peut s'écrire comme :

$$\dot{W}_{hyst} = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_j \bar{p} \lambda_g} \left(\frac{\Delta V_j}{V_j} \right)^2 A_w \quad (2.24)$$

Avec ΔV_j le volume balayé moyen, A_w la surface en contact avec le gaz et λ_g la conductivité thermique du gaz. À partir de cette équation, il est possible de construire une résistance équivalente qui vient s'ajouter à l'amortissement mécanique. Elle sera logiquement placée dans la partie mécanique du modèle. Afin de prendre en compte les pertes dans les chambres froide et chaude, la résistance équivalente est donnée par :

$$R_{hyst} = \sqrt{\frac{1}{8} \left(\frac{\gamma}{\omega} \right)^3 (\gamma - 1) \bar{p} \lambda_g T_j} \frac{1}{V_j} A_{wj} \quad (2.25)$$

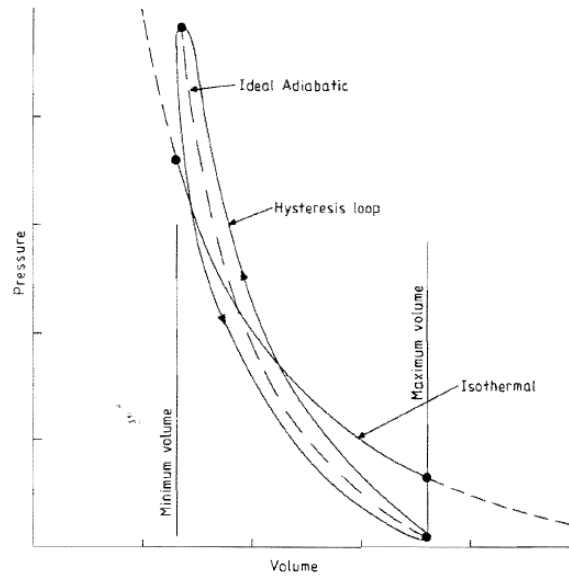


Figure 2.7 - Pertes par hystérésis [39]

2.3.1.3 Régénérateur parfait :

La dernière partie du moteur à traiter est le régénérateur. Nous partons des équations (2.8) et (2.12) mais en introduisant cette fois le débit massique au lieu du débit volumique afin de prendre en compte le gradient de température le long du régénérateur. Par le même raisonnement que pour les échangeurs, nous avons les équations suivantes :

$$\tilde{m}_r(l_r, t) = \tilde{m}_r(0, t) - \frac{A_r l_r}{r T_{rm}} i \omega \tilde{p}(0, t) \quad (2.26)$$

$$\tilde{p}(l_r, t) = \tilde{p}(0, t) - \frac{\chi l_r}{A_r} \dot{\tilde{m}}(l_r, t) \quad (2.27)$$

Avec $T_{rm} = \frac{T_e - T_k}{\ln\left(\frac{T_e}{T_k}\right)}$ la moyenne logarithmique de la température du régénérateur. En passant au débit volumique, nous obtenons l'expression (2.28) :

$$\tilde{u}(l_r, t) = \tilde{u}(0_r, t) - C_r \frac{d\tilde{p}(0, t)}{dt} + G \tilde{u}(0_r, t) \quad (2.28)$$

Avec $C_r = \frac{T_e V_r}{T_{rm} \bar{p}}$, où V_r est le volume de gaz dans le régénérateur. Nous pouvons voir apparaître une source de courant supplémentaire décrite par $G = \left(\frac{T_e}{T_k} - 1\right)$. Celle-ci s'avère nécessaire afin de prendre en compte la hausse de température (de T_k à T_e) lorsque le gaz passe de l'échangeur froid à l'échangeur chaud, et sa baisse lorsqu'il passe dans l'autre sens. Nous

pouvons remarquer que nous traitons ici le cas d'un régénérateur considéré comme parfait du point de vue thermique, c'est-à-dire qu'il restitue toute l'énergie thermique emmagasinée. Son circuit électrique équivalent est donné par la Figure 2.6c.

Nous avons maintenant la possibilité de construire un circuit électrique équivalent des différentes parties comportant du gaz dans le moteur Stirling. Cependant pour continuer notre travail, il faut encore connaître son comportement dynamique qui est déterminant pour le type de moteur étudié.

2.3.2 Dynamique

Une approche générique a été proposée dans la section 2.2.2. Or, pour que le modèle de la partie dynamique puisse être combiné avec le modèle des parties comportant du gaz, nous devons avoir un circuit électrique qui ait pour tension la pression et pour courant le débit volumique. La partie mécanique est composée de liaisons rigides qui relient 2 membranes (une du côté chaud d'une phase et l'autre du côté froid de la phase précédente). Liaisons rigides et membranes sont associées au châssis par le biais de suspensions élastiques. Enfin un amortissement mécanique principalement généré par les déformations des membranes doit être ajouté. En exprimant la force à partir de la pression : $F(t) = (p^c(t) - p^e(t))A_p$, et la vitesse à partir du débit volumique du piston $\tilde{v} = \tilde{u}_p/A_p$, nous obtenons l'équation qui suit :

$$L_p \frac{d\tilde{u}_p(t)}{dt} + R_p \tilde{u}_p(t) + \frac{1}{C_p} \int \tilde{u}_p(t) = \tilde{p}_j^c(t) - \tilde{p}_{j-1}^e(t) \quad (2.29)$$

Avec $L_p = \frac{m}{A_p^2}$, $C_p = \frac{A_p^2}{2k}$ et $R_p = \frac{D}{A_p^2}$ qui représentent respectivement l'inertie de la masse oscillante, la raideur des ressorts, et les pertes dues à l'amortissement visqueux de la membrane. A_p la surface de la membrane qui fait office de piston.

Dans notre situation, l'amplitude des oscillations n'est pas imposée mécaniquement, il se peut donc que nous arrivions dans un domaine de déformation non linéaire pour les ressorts selon la solution technologique retenue. Cela peut être le cas lorsqu'un ressort est réalisé en utilisant une poutre encadrée à ses deux extrémités. Un effet raidissant peut apparaître, c'est-à-dire que la raideur augmente avec le carré du déplacement. Nous avons donc une raideur de la forme : $k(w) = k_1 + k_3x^2$, avec x le déplacement du ressort. La Figure 2.8 illustre ce phénomène. On peut y distinguer une zone linéaire et une zone à effet raidissant. En considérant cette éventualité, la capacité C_p devient dépendante du débit volumique, et ainsi $C_p(u) = \frac{A_p^2}{2k(u)}$.

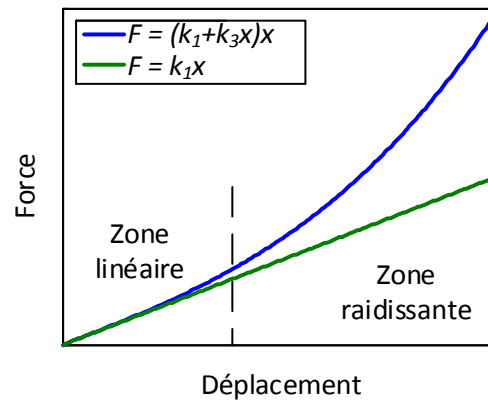


Figure 2.8 - Raideur non linéaire d'un ressort à effet raidissant

2.3.3 Convertisseur mécano-électrique

Nous avons vu dans la section 2.2.3 un modèle électrique équivalent d'un générateur électromagnétique. Une partie du générateur sera fixée à la partie mobile de la machine de Stirling. Nous devons donc ajouter les éléments mécaniques du convertisseur à l'équation (2.29), qui doit alors être modifiée :

$$\begin{aligned} (L_p + L_t) \ddot{\tilde{u}}_p(t) + (R_p + R_t) \dot{\tilde{u}}_p(t) + \left(\frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_t} \right) \int \tilde{u}_p(t) + \frac{\beta}{A_p} i \\ = \tilde{p}_j^c(t) - \tilde{p}_{j-1}^c(t) \end{aligned} \quad (2.30)$$

Avec $L_t = \frac{m_t}{A_p^2}$, $R_t = \frac{D_t}{A_p^2}$ et $C_t = \frac{A_p^2}{k_t}$ représentent respectivement l'inertie, les dissipations et la raideur du convertisseur électromagnétique. Afin de mettre en relation le modèle mécanique et électrique du convertisseur, un composant « transformateur » est utilisé. Cependant, afin de pouvoir être intégré au circuit précédemment développé, une réécriture du circuit électrique doit être effectuée. En inversant le rôle de la tension et du courant, nous faisons en sorte que la relation entre le débit volumique et le courant soit conservée pour l'ensemble du modèle. En faisant cet échange, ce n'est plus le courant qui est identique pour tous les composants mais la tension. Ainsi, les composants du circuit électrique (L_{em} , r_{em} et r_c) ne sont plus en série mais en parallèle avec les résistances qui deviennent $\frac{1}{r_{em}}$ et $\frac{1}{r_c}$. L'inductance, devient un condensateur de valeur L_{em} , ce qui donne l'équation (2.31) :

$$\frac{\beta}{A_p} \ddot{\tilde{u}}_p(t) = \frac{i}{\frac{1}{r_c}} + L_{em} \frac{di}{dt} + \frac{i}{\frac{1}{r_{em}}} \quad (2.31)$$

Cette transformation est illustrée sur la Figure 2.9, laquelle représente le couplage entre la partie mécanique et le convertisseur électromagnétique.

Modélisation du générateur Stirling

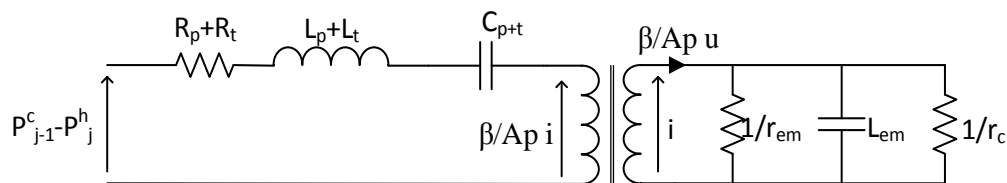


Figure 2.9 - Circuit électrique équivalent du couplage électromagnétique

2.3.4 Circuit électrique équivalent au générateur Stirling

Nous sommes donc capable de décrire le comportement de chacune des parties du moteur. La construction du modèle d'une phase est indiquée sur la Figure 2.10. Elle se compose donc en partant de gauche à droite :

- De la liaison mécanique sur laquelle est rattaché le convertisseur électromagnétique,
- De la chambre froide,
- De l'échangeur froid,
- Du régénérateur,
- De l'échangeur chaud
- De la chambre chaude.

Ces parties sont donc en série d'un point de vue électrique. Nous pouvons remarquer qu'une seule résistance équivalente aux pertes par hystérésis est présente sur le circuit mais celle-ci est représentative de la somme des pertes des deux chambres.

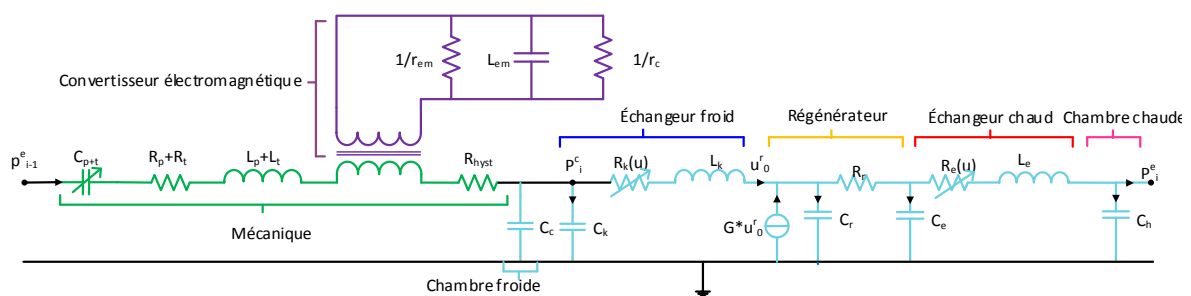


Figure 2.10 - Circuit électrique équivalent d'une phase

Dans le but d'obtenir un moteur triphasé, il suffit d'assembler en série 3 circuits électriques équivalents, en bouclant le dernier sur le premier. La Figure 2.11 représente les 3 circuits assemblés. De cette manière, le mouvement des pistons sera obligatoirement déphasé de 120° . En effet, la fonction de transfert d'une phase donne le gain et le déphasage. Le gain est obligatoirement égal à 1. Dans le cas contraire, le circuit n'est pas à l'équilibre. Le déphasage, de

Modélisation du générateur Stirling

son côté, est défini par le fait que le circuit est bouclé et que chaque phase est identique. Ici, il est donc de 120° pour 3 phases. À titre d'information, il serait de 90° pour 4 moteurs et $360^\circ/n$ pour n moteurs.

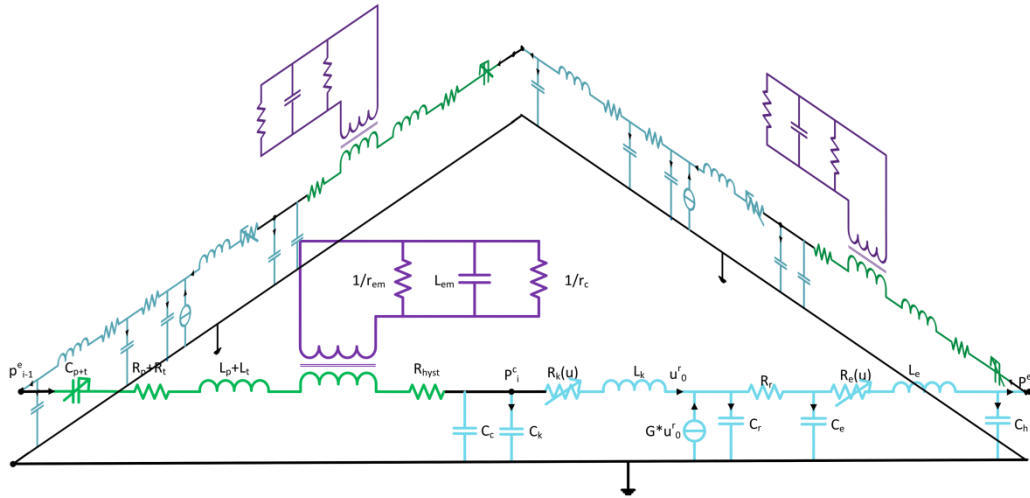


Figure 2.11 - Circuit électrique équivalent au moteur complet

Le modèle décrit précédemment est basé sur celui de Formosa *et al.* décrit dans [34]. Il a cependant été enrichi par une description plus adaptée pour les pertes de charge et intègre le convertisseur électromagnétique. Grâce à ce modèle et à sa méthode de résolution, nous obtenons la réponse temporelle du moteur. Les résultats obtenus lors d'une simulation sont décrits plus précisément dans la section 2.5, mais nous pouvons d'ores et déjà détailler ci-dessous le comportement dynamique du moteur.

La Figure 2.12 représente l'évolution typique du déplacement d'un piston et de la tension électrique générée lors du démarrage du moteur. Celui-ci est soumis à une différence de température donnée et constante. Si cette différence est suffisante, après une étape d'augmentation de l'amplitude, nous observons une stabilisation de son amplitude : un cycle limite est atteint à partir d'un certain temps. Ce sont les non linéarités dans le modèle qui en sont responsables. Si elles n'étaient pas présentes, l'amplitude augmenterait indéfiniment. C'est à partir de cette phase stabilisée que l'ensemble des calculs et des études sont réalisées.

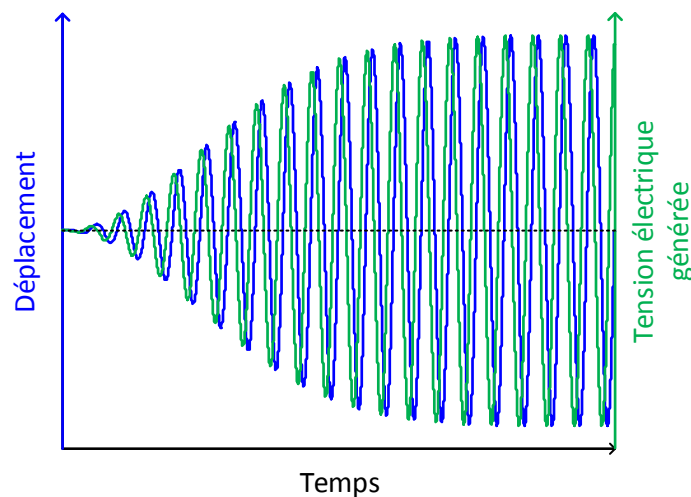


Figure 2.12 - Évolution typique du déplacement d'un piston

Les conditions et caractéristiques du générateur dépendent des paramètres géométriques et des phases, mais également des températures de la chambre froide (T_k) et de la chaude (T_e), et enfin de la pression moyenne. Il nous faut donc déterminer ces températures internes qui dépendent d'une part des échanges thermiques avec les sources associées, et d'autre part de la géométrie et des matériaux des échangeurs ainsi que des conditions de fonctionnement du moteur (amplitude, fréquence).

2.4 Modèle thermique pour le couplage aux sources

2.4.1 Échange avec les sources thermiques

Le modèle électrique équivalent proposé dans la section précédente est construit à partir des équations de continuité et de conservation de la quantité de mouvement. La conservation énergétique n'a pas encore été exploitée à ce stade.

La loi de Newton de transfert d'énergie thermique est utilisée pour calculer les échanges entre la source chaude à la température T_h et le gaz à la température T_e . C'est également le cas pour les échanges entre le puits froid à T_c et le gaz à T_k . Dans un objectif de simplification du modèle, les coefficients d'échanges globaux sont considérés constants par rapport au débit volumique du gaz. En effet, des corrélations expérimentales pour la détermination des coefficients d'échange existent, mais, en régime oscillant les modèles ne convergent pas tous vers la même solution comme le montre Thomas [67]. Les corrélations dépendent beaucoup de la géométrie des échangeurs. Ainsi, dans un premier temps, le choix d'un coefficient constant dans la plage de débit volumique étudiée apparaît pertinent. Nous définissons donc deux résistances thermiques : R_{thh} pour le côté chaud et R_{thc} pour le froid, avec :

$$R_{thh} = \frac{1}{h_h A_w} \quad (2.32)$$

$$R_{thc} = \frac{1}{h_c A_w} \quad (2.33)$$

Où h_h et h_c sont les coefficients d'échange thermiques globaux pour l'échangeur chaud et l'échangeur froid respectivement, et A_w la surface d'échange avec le gaz. Elles représentent les résistances thermiques associées aux échangeurs et limitent les flux de chaleur provenant de la source chaude \dot{Q}_h et partant vers le puits froid \dot{Q}_c .

2.4.2 Fuites thermiques

Nous supposons que les extrémités, donc les échangeurs, du moteur sont continuellement maintenues à températures constantes. Or, nous pouvons observer un transfert de chaleur entre ces deux côtés : une fuite thermique, principalement par conduction dans les parties solides de la machine, entre l'échangeur chaud et le froid [5]. Cette chaleur ne participe aucunement au fonctionnement du moteur, elle induit une perte de chaleur qui aurait pu être utilisée pour chauffer le gaz côté chaud. Elle traverse le moteur par le régénérateur et le châssis. Ce transfert de chaleur peut être ici modélisé par une résistance thermique de conduction équivalente R_{cond} , présentée sur la Figure 2.2. Cette résistance de conduction équivalente inclut l'ensemble des transferts thermiques au sein des composants du moteur qui sont en contact avec l'échangeur chaud et l'échangeur froid:

$$R_{cond} = \frac{l}{\lambda_{eq} A_{eq}} \quad (2.34)$$

Où l représente la distance entre les échangeurs, A_{eq} la section équivalente et λ_{eq} la conductivité thermique équivalente.

2.4.3 Détermination des températures internes

Considérée exclusivement du point de vue thermique une phase se présente comme trois résistances thermiques et un convertisseur : l'échange convectif dans l'échangeur chaud, dans l'échangeur froid et entre les deux la fuite par conduction et le cycle de Stirling, comme indiqué sur la Figure 2.2.

La chaleur entrant dans le moteur Stirling est égale à la puissance de détente $\dot{W}_e = \dot{Q}_e$ car nous supposons des transformations isothermes d'un gaz parfait et un régénérateur parfait. Le même raisonnement est appliqué pour la chaleur rejetée au puits froid avec la puissance de

compression. Ainsi, à partir de ce modèle thermique, la conservation d'énergie est donnée par les équations suivantes :

$$\dot{Q}_h = \frac{(T_h - T_e)}{R_{thh}} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_e + \frac{(T_e - T_k)}{R_{cond}} \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_c = \frac{(T_k - T_c)}{R_{thc}} = \dot{Q}_k + \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_k + \frac{(T_e - T_k)}{R_{cond}} \quad (2.36)$$

Une première estimation des températures est obtenue en résolvant ces équations lorsque le moteur est à l'arrêt, c'est-à-dire $\dot{Q}_e = \dot{Q}_k = 0$. Le flux thermique à l'arrêt \dot{Q}_s est donc exprimé en fonction de la différence de température des sources et des résistances thermiques :

$$\dot{Q}_s = \frac{1}{R_{thh} + R_{cond} + R_{thc}} (T_h - T_c) \quad (2.37)$$

Les températures internes à l'arrêt (T_{es}, T_{ks}) sont alors :

$$T_{es} = T_h - \frac{R_{thh}(T_h - T_c)}{R_{thh} + R_{cond} + R_{thc}} \quad (2.38)$$

$$T_{ks} = T_c + \frac{R_{thc}(T_h - T_c)}{R_{thh} + R_{cond} + R_{thc}} \quad (2.39)$$

Ces températures permettent d'initialiser le modèle électrique équivalent pour sa résolution numérique itérative décrite dans la section suivante.

2.5 Résolution numérique

Dans l'objectif de résoudre les équations associées au circuit électrique équivalent, le logiciel utilisé est Matlab® et plus précisément l'environnement Simscape. Ce modèle permet de simuler entre autre des circuits électriques. La Figure 2.13 montre le circuit étudié dans Simscape. Ici il n'est représenté qu'une phase, mais le circuit complet est composé de trois circuits identiques en série. Les grandeurs intéressantes sont connues à chaque nœud, ce qui permet de connaître en tout point du circuit, et ce pour chaque composant, la tension (*i. e.* la pression) et le courant (*i. e.* le débit volumique), et donc la puissance.

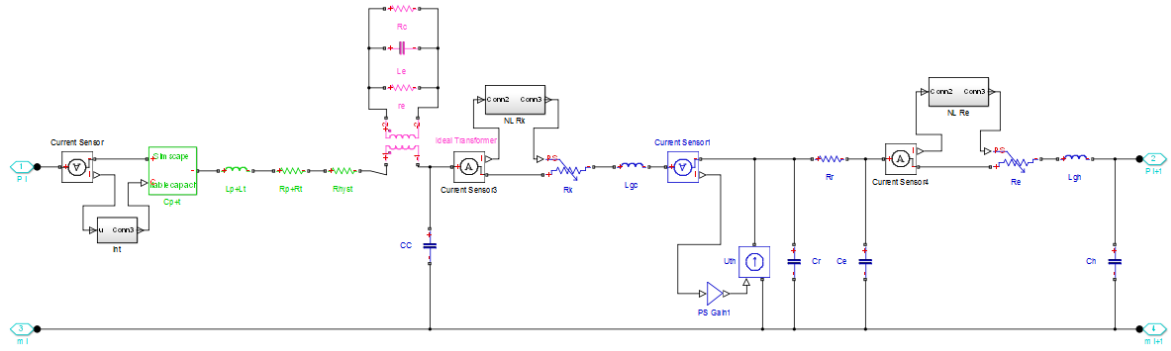


Figure 2.13 - Une phase du moteur Stirling codé sous Matlab Simscape®

Avec cet outil, la réponse temporelle est obtenue aisément. Lorsque le comportement est stabilisé, une oscillation correspond à un cycle du moteur. Ainsi, nous avons accès aux puissances moyennes sur un cycle de chaque composant. Par exemple, la puissance de détente est calculée de la manière suivante :

$$P_{ex} = f \int_0^{1/f} p_e(t) u_p(t) dt \quad (2.40)$$

Où f est la fréquence d'opération. Un des intérêts de cette analogie électrique est la correspondance entre la puissance électrique active et la puissance mécanique. De cette manière, nous avons la puissance de compression et toutes les puissances dissipées dans les différentes résistances.

Afin de respecter la conservation de l'énergie, les températures internes doivent être ajustées. Elles interviennent dans l'expression du condensateur du régénérateur et du gain de la source de courant présentés sur la Figure 2.10. Après une première estimation des températures au repos, la résolution numérique du circuit électrique équivalent est lancée. Suite à cela, et à partir des résultats, les puissances de détente et de compression sont calculées. Grâce aux équations (2.35) et (2.36), il est possible de recalculer de nouveau les températures internes équivalentes à cette simulation ($T_{e_{ni}}$, $T_{k_{ni}}$). Celles-ci sont alors comparées aux températures calculées précédemment (T_{e_i} , T_{k_i}), ce qui permet une réévaluation des températures si la différence est plus grande qu'une valeur donnée (ϵ), à partir des équations suivantes :

$$T_{e_{i+1}} = \frac{T_{e_i} + 9T_{e_{ni}}}{10} \quad (2.41)$$

$$T_{k_{i+1}} = \frac{T_{k_i} + 9T_{k_{ni}}}{10} \quad (2.42)$$

Modélisation du générateur Stirling

Ces nouvelles températures sont introduites dans le modèle électrique afin de le résoudre une nouvelle fois. Ces itérations sont réalisées de manière récurrente jusqu'à ce que les différences relatives des températures $\varepsilon_e = \left| \frac{T_{e_{i+1}} - T_{e_i}}{T_{e_i}} \right|$ et $\varepsilon_k = \left| \frac{T_{k_{i+1}} - T_{k_i}}{T_{k_i}} \right|$ soient typiquement inférieures à $\varepsilon = 10^{-2}$. Une quarantaine d'itérations sont nécessaires en moyenne pour converger.

Vient s'ajouter à cela un second point de vérification lors de cette résolution itérative. Les équations (2.35) et (2.36) permettent également d'évaluer une différence entre le flux chaleur entrant \dot{Q}_h , calculé avec le modèle thermique, et la puissance de détente calculée avec la simulation dynamique (modèle électrique équivalent). Le même raisonnement est fait pour le côté froid du moteur. En termes d'expression cela donne :

$$\Delta \dot{Q}_h = \dot{Q}_h - (\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{e_{sim}}) \quad (2.43)$$

$$\Delta \dot{Q}_c = \dot{Q}_c - (\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{k_{sim}}) \quad (2.44)$$

De la même manière qu'avec les températures internes, une fois que cette différence est assez faible (0,5W), la conservation de l'énergie est considérée comme respectée et la résolution est terminée. L'apport de ce critère permet de diminuer le nombre d'itérations tout en s'assurant de la conservation de l'énergie. Ceci nous amène à un nombre d'itérations moyen de trente, ce qui fait un temps moyen de vingt minutes par résolution complète.

La procédure de résolution complète est résumée sur la Figure 2.14. L'évolution typique des critères de convergences est illustrée sur la Figure 2.15. Nous pouvons voir qu'ici il a fallu 25 itérations pour atteindre un niveau de convergence acceptable.

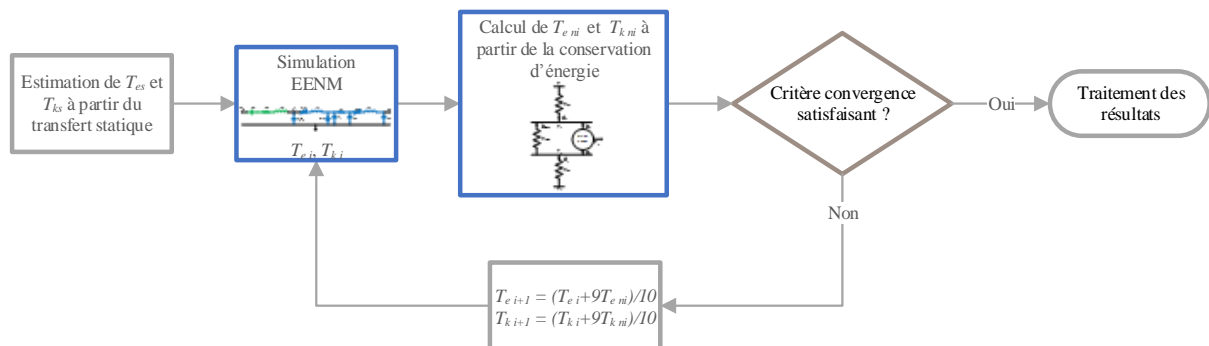


Figure 2.14 - Processus de résolution par itération

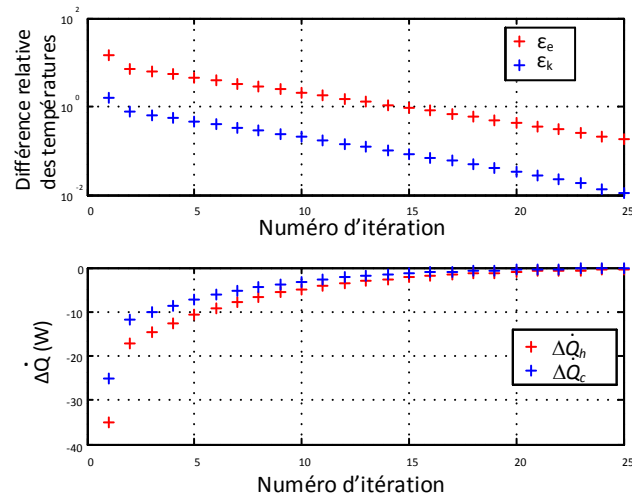


Figure 2.15 - Évolution typique des critères de convergences

Les résultats obtenus sont les variations temporelles des pressions et des débits volumiques en chaque point du circuit, en régime stabilisé. Nous obtenons également les températures internes. Ce modèle permet par ailleurs de simuler la phase de démarrage ainsi que celle de la stabilisation des oscillations, comme présenté sur la Figure 2.16 qui illustre un résultat typique de simulation. Ce qui est conforme à ce que nous nous attendions. De plus, l'ordre de grandeur des résultats, comme l'amplitude des oscillations, la fréquence ou encore les puissances mises en jeu, sont en accord avec celles observées sur le prototype décrit dans le chapitre suivant. Nous pouvons ajouter que nous observons bien un déphasage de 120° entre le déplacement des phases, qui sont au nombre de trois lors de cette simulation.

Une perturbation numérique initiale est ajoutée car elle permet de démarrer les oscillations, elle est nécessaire lors de la résolution numérique. En pratique, l'auto-démarrage se produit spontanément. Nous l'expliquons par le fait que la moindre vibration venant de l'environnement est suffisante car le système est instable à l'arrêt.

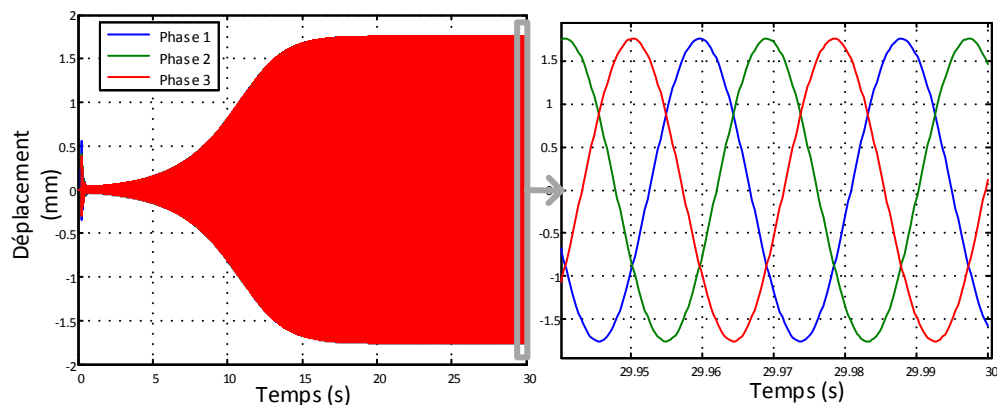


Figure 2.16 - Résultat typique d'une simulation pour le déplacement d'une membrane

Nous pouvons présenter le diagramme p-V des chambres chaude et froide. Un résultat typique est donné sur la Figure 2.17. Nous pouvons voir qu'il décrit deux ellipses caractéristiques des moteurs Stirling à pistons libres. Naturellement, le côté chaud où a lieu la détente présente une ellipse dont la surface est plus importante que celle caractérisant le côté froid, lieu de la compression. En effet, comme évoqué précédemment, la surface du cycle représente l'énergie en jeu, et le sens de parcours son signe, positif pour la détente et négatif pour la compression.

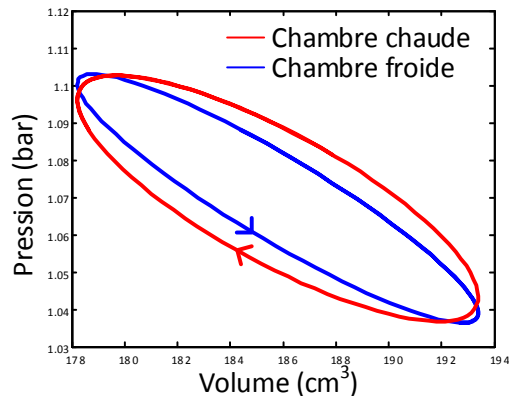


Figure 2.17 - Diagramme p-V de la chambre chaude et de la froide

Nous avons ainsi mis au point un modèle de moteur Stirling à pistons libres double action qui permet de regrouper toutes les physiques mises en jeu.

L'avantage principal du modèle est la prise en compte des différentes physiques intervenant ce qui permet d'obtenir un modèle de conception efficace pour les générateurs Stirling à pistons libres. Deux modèles sont interfacés afin de prendre en compte le couplage thermique entre le moteur et ses sources. Le circuit électrique équivalent présenté sur la Figure 2.11 représente les évolutions rapides des grandeurs alors que le modèle thermique (Figure 2.2) tient compte des évolutions thermiques plus lentes dans le moteur (valeurs moyennes des températures).

Il faut désormais se poser la question de la représentativité du modèle par rapport à un moteur réel. Cinq paramètres doivent être déterminés expérimentalement : l'amortissement mécanique D , les coefficients d'échanges thermiques h_c et h_n , et les composantes non linéaires des pertes de charge dans les échangeurs b'_e et b'_k .

Le chapitre suivant détaille la réalisation technologique d'une machine expérimentale ainsi que les procédures d'identification des paramètres et les résultats de corrélation modèle-essais.

Chapitre 3

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Sommaire

3.1 Prototype	60
3.1.1 Description	60
3.1.2 Instrumentation	72
3.1.3 Résultats expérimentaux	76
3.2 Comparaison modèle/essais	78
3.2.1 Identification des paramètres du modèle (D , h_e , h_k , be' et bk')	78
3.2.2 Comparaisons modèle/essais	83
3.3 Un composant critique : le régénérateur	85
3.3.1 Modèle régénérateur non idéal	85
3.3.2 Banc de test dédié	88
3.3.3 Résultats et discussion	90

3.1 Prototype

3.1.1 Description

Notre travail va à présent consister en la validation expérimentale du modèle développé. Afin d'y parvenir, un prototype a été construit. Son architecture est inspirée des travaux de Der Minassians [29] dont les éléments géométriques ont été repris et adaptés. Sa construction est pensée de telle sorte que chaque partie soit facilement accessible et de manière à ce que les éléments qui composent chacune d'entre elles (échangeurs, chambres, membranes) soient modifiables et interchangeables. Pour des raisons de simplicité et de coût, les phases sont réalisées de façon symétrique par rapport au régénérateur. Ainsi, les échangeurs chaud et froid sont identiques. Dans le même esprit, le gaz utilisé est de l'air à pression ambiante. Dans la suite nous avons entrepris de détailler chaque composant.

3.1.1.1 Échangeurs

Leur fonction principale est de transférer la chaleur de la source chaude au gaz pour le côté chaud et du gaz vers le puits froid pour le côté froid. Pour maximiser les échanges thermiques, la surface en contact ainsi que le coefficient d'échange convectif avec le gaz doivent être les plus importants possibles. Cependant, plus cette surface sera importante et plus les dissipations visqueuses, liées aux pertes de charge induites par le déplacement du gaz, seront grandes. Un autre point important est la nécessité d'avoir une faible résistivité thermique entre la source et le gaz. Trois exemples de réalisations d'échangeurs sont illustrés sur la Figure 3.1. Pour le RE-1000, les échanges thermiques du côté froid sont effectués avec des ailettes (Figure 3.1a), alors que le chauffage est fait avec un ensemble de tubes chauffés dans lequel le gaz à réchauffer circule (Figure 3.1b). Kongtragool [68] a fait un choix simple en exploitant directement les parois des cylindres comme surfaces d'échange que ce soit du côté froid ou chaud (Figure 3.1c). Et enfin, Der Minassians a pris le parti de réaliser des échangeurs identiques pour les deux côtés [49], élaborés à partir d'un ensemble de grilles en cuivre percées (Figure 3.1d), grâce auxquelles il obtient une grande surface d'échange dans un volume réduit.

Description du prototype et comparaison modèle/essais

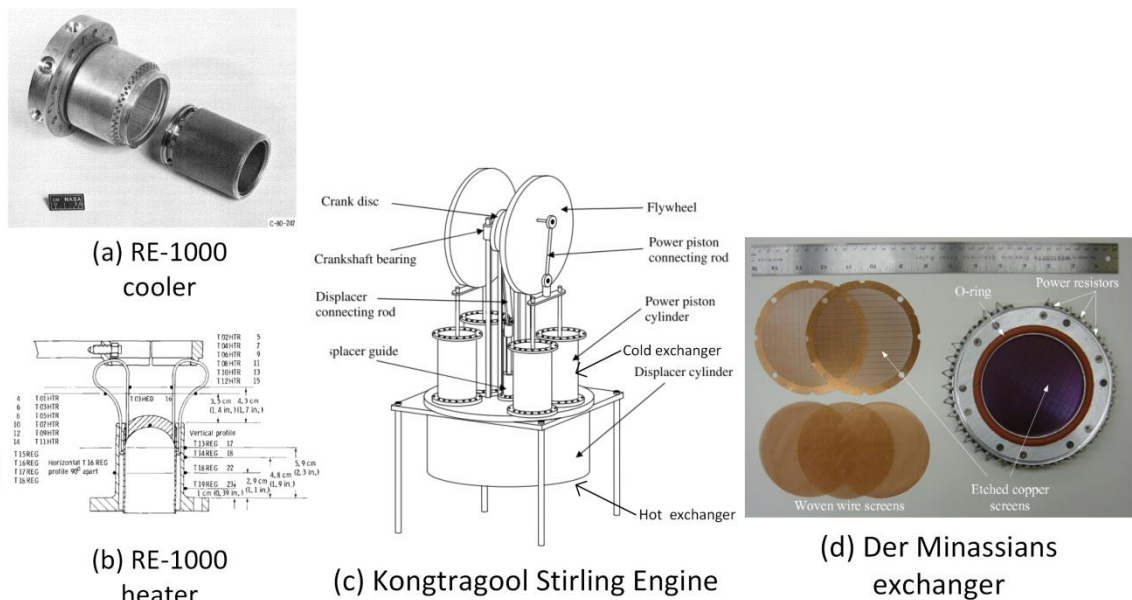


Figure 3.1 - Trois exemples de réalisations d'échangeur : RE-1000 [33] (a) échangeur froid et (b) échangeur chaud, (c) prototype de Kongtragool [68] et (d) prototype de Der Minassians [49]

Les contraintes de conception que nous nous sommes fixées sont de réaliser des échangeurs simples et faciles à fabriquer, dans le but de limiter les coûts de fabrication. Ils doivent être capables de s'intégrer à l'ensemble du moteur, et être en mesure de résister à une température maximale de 200 °C.

Les paramètres de conception à prendre en considération sont donc la surface d'échange, les dimensions et le type de matériaux. Le choix retenu pour répondre à ces critères a été de le constituer de 25 grilles en acier inoxydable de 107mm de diamètre et 0,6 mm d'épaisseur. Ces grilles ont un rayon hydraulique de 4,7 mm et une porosité de 0,4. Elles sont montées serrées dans un anneau en aluminium en respectant l'alignement des perçages. La photographie d'un échangeur est présentée sur la Figure 3.2. Il faut noter que de la pâte thermique a été utilisée entre les grilles et l'anneau en aluminium afin de limiter la résistance thermique due au contact.

Les avantages d'un tel choix sont la simplicité de mise en œuvre et le faible coût de réalisation. Cela permet également de tester différentes solutions (diamètres et/ou répartition des perçages, matériaux).

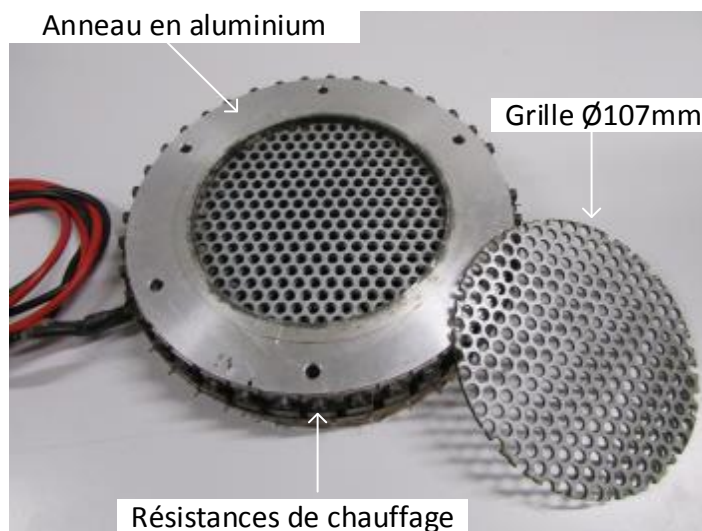


Figure 3.2 - Échangeur froid

La source chaude est obtenue par effet Joule en exploitant 39 résistances électriques connectées électriquement en parallèle et réparties autour de l'anneau de l'échangeur chaud, comme nous le voyons sur la Figure 3.2. Le chauffage de chaque phase peut atteindre 150 W. De la pâte thermique a été déposée entre chaque résistance électrique et l'anneau en aluminium de façon à optimiser le contact thermique. Ce moyen de chauffage n'est pas celui visé pour l'application du moteur, mais dans le cadre du laboratoire, il nous permet de contrôler facilement ce processus, et donc nous offre une répétabilité des conditions expérimentales.

Le refroidissement est pour sa part assuré par une circulation d'eau froide dans un serpentin en cuivre qui se trouve autour de l'anneau de l'échangeur froid, visible sur la Figure 3.16. La température de l'eau est régulée par un bain thermostaté. Le modèle utilisé est le modèle Proline RP 845 de la marque Lauda [69] d'une puissance froid de 1 kW. Comme pour l'échangeur chaud, dans le but de diminuer la résistance thermique de contact, une pâte thermique a été déposée entre le serpentin de cuivre et l'anneau de l'échangeur.

3.1.1.2 Membranes et chambre d'expansion et de compression

La fonction principale des membranes est d'assurer la compression et la détente du gaz dans les chambres. Elles permettent également de garantir l'étanchéité au gaz des chambres. Les contraintes de conception sont de réaliser une membrane souple, pour que la raideur de la partie mécanique soit pilotée par les ressorts (décrits plus loin dans le document) et non par la membrane qui sera négligée par la suite. En effet, le matériau et le comportement des ressorts sont mieux connus de façon théorique que ceux de la membrane. Elle devra être dimensionnée de façon à supporter de grandes déformations tout en gardant une résistance mécanique suffisante.

Description du prototype et comparaison modèle/essais

L'amortissement mécanique intrinsèque au matériau est une source de dissipation d'énergie et doit être minimisé. Malheureusement, cette donnée est difficilement calculable d'un point de vue théorique, par conséquent elle devra être mesurée une fois le prototype monté. Les dimensions qui vont caractériser l'ensemble membrane et chambre sont donc le diamètre et l'épaisseur de la membrane ainsi que la longueur de la chambre.

La chambre, pour commencer, est réalisée avec un anneau en aluminium ayant le même diamètre extérieur que les échangeurs. L'intérieur est en forme de cône afin d'obtenir une zone de transition « douce » entre le diamètre des échangeurs d'un côté et de la membrane de l'autre. Ainsi, sur un côté de l'anneau vient se positionner l'entrée de l'échangeur et de l'autre est fixée la membrane.

Le matériau sélectionné pour la membrane est du silicone qui résiste au niveau de température envisagée. Chaque membrane a été réalisée par moulage avec 3 mm d'épaisseur (Figure 3.3a). Cette épaisseur a été retenue afin de garantir une bonne tenue mécanique (des membranes de plus faibles épaisseurs avaient été réalisées précédemment et ont présenté des problèmes de tenue mécanique). Les membranes possèdent un soufflet qui vise à augmenter leur souplesse. La partie centrale est pincée entre deux plaques en aluminium afin de la rigidifier et ainsi limiter les déformations mécaniques au niveau du soufflet. De cette manière, le volume de gaz déplacé peut être approximé comme étant le volume balayé par cette partie centrale. Cette plaque est trouée en son centre afin d'avoir un accès à l'intérieur du moteur, pour la pressurisation et la mesure de pression. La membrane se trouve assemblée à la chambre en la pinçant entre deux anneaux maintenus serrés à l'aide de douze vis, six permettant de fixer la membrane à la chambre et de s'assurer de l'étanchéité et les six autres afin d'assembler le moteur au complet avec l'aide de tiges filetées et d'écrous. Pour illustrer cette description, le montage est représenté sur la Figure 3.3b, où la CAO d'une vue en coupe de la chambre assemblée avec un échangeur est détaillée. Nous notons ici la présence d'un joint torique entre les anneaux de la chambre et de l'échangeur afin d'assurer l'étanchéité du gaz.

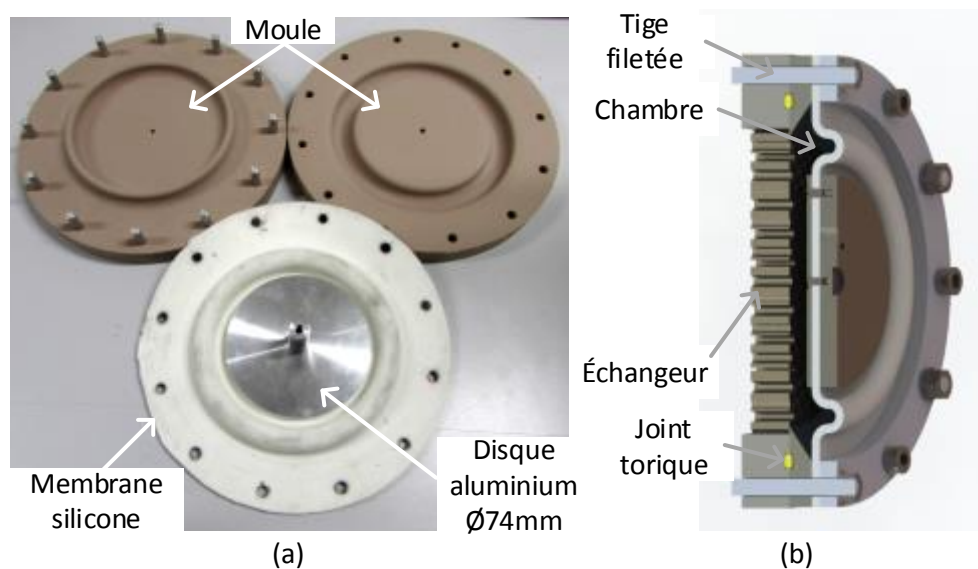


Figure 3.3 - (a) Membrane en silicone et (b) son assemblage avec l'échangeur

3.1.1.3 Régénérateur

La fonction du régénérateur est de stocker et de restituer de la chaleur. Il assure cette première fonction lorsque le gaz passe de l'échangeur chaud à l'échangeur froid, et en second lieu la restitue dans l'autre sens. C'est une partie qui s'avère primordiale au sein du moteur Stirling. Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'influence qu'ont l'architecture ou le matériau sur les performances du moteur Stirling [65], [70]–[72].

Parmi ces auteurs nous pouvons citer Gheith [71], d'après laquelle le cahier des charges de ce composant est d'obtenir un régénérateur avec une grande capacité thermique, une bonne conductivité thermique radiale, une grande surface d'échange, un faible volume mort, ainsi qu'une porosité importante, afin de limiter les pertes de charge. Le régénérateur a également un rôle dans l'isolation thermique entre les côtés chauds et froids, nécessitant une faible conductivité thermique longitudinale. À cela vient s'ajouter la nécessité d'une réalisation simple permettant une modularité, c'est-à-dire de pouvoir le changer facilement afin de tester différents matériaux ou architectures.

Le matériau le plus communément utilisé est le cuivre pour sa conductivité élevée et sa capacité thermique satisfaisante. Le choix d'un empilement de disques de toile tissée de cuivre a été fait dans le but de maximiser la conductivité thermique radiale (conduction dans la toile) et de limiter la conductivité longitudinale (résistances thermiques de contact entre les toiles superposées). Pour des raisons de modularité, une « cartouche » est réalisée à partir d'un anneau en PVC de 100 mm de diamètre intérieur pour 15,3 mm de longueur. Le rayon hydraulique d'une toile est de 0,1 mm calculé à partir de la définition d'Organ [65] :

Description du prototype et comparaison modèle/essais

$$d_h = d_w \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \quad (3.1)$$

Avec d_w le diamètre des fils, ici 50 μm et ϵ la porosité volumique de la toile, ici de 0,89. Il est ainsi considéré comme celui de la cartouche complète. Ces toiles sont tenues ensemble grâce à deux grilles en acier inoxydable, identiques à celles des échangeurs, collées sur les bords de l'anneau à l'aide de colle époxy. La Figure 3.4a montre un des régénérateurs.

Le régénérateur est ensuite placé entre les deux échangeurs. La Figure 3.4b présente la CAO de son intégration complète au milieu des échangeurs. Un joint torique est ajouté pour l'étanchéité.

Pour la modélisation, la résistance de conduction R_{cond} est composée ici de trois résistances thermiques en parallèle : joint torique en caoutchouc, anneau en PVC et empilement des toiles de cuivre. Pour la résistance thermique de l'empilement, elle est décomposée en trois résistances distinctes en parallèle : air emprisonné, épaisseur de chaque toile de cuivre, et contact entre les toiles. La résistance thermique de contact est beaucoup plus grande que celle de conduction dans le cuivre. De plus, avec l'air contenu entre les couches, cette résistance est beaucoup plus grande que celle de l'anneau en PVC et du joint. Ainsi, la résistance équivalente R_{cond} est définie par la résistance du joint, de l'anneau et des toiles de cuivre.

Nous pouvons ajouter que la résistance thermique dans l'épaisseur (R_{cond}) est plus faible que celle dans la direction radiale. En effet, cette dernière est seulement composée de la résistance par conduction dans la toile.

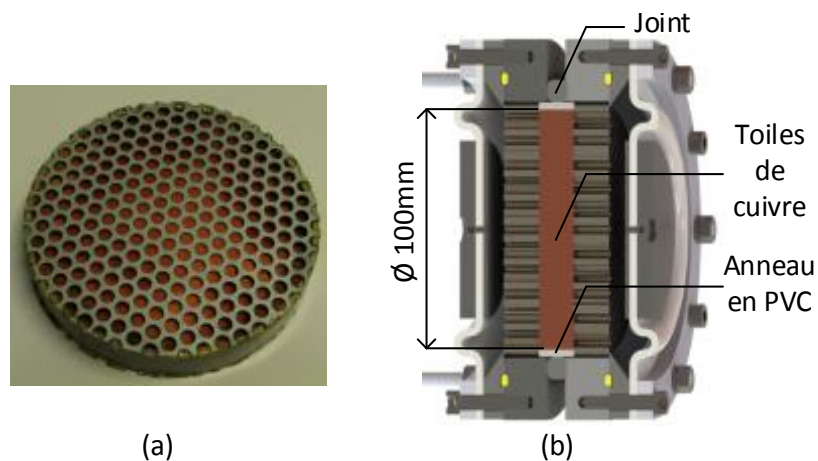


Figure 3.4 - (a) Régénérateur réalisé et (b) monté entre les deux échangeurs

3.1.1.4 Liaisons mécaniques

Dans l'objectif d'obtenir un moteur Stirling à pistons libres double action multiphasé, il faut construire la liaison mécanique qui doit relier la membrane du côté froid à celle du côté chaud de la phase suivante. Celle-ci devra être tenue en place par une suspension qui fournira une force de rappel.

Les contraintes de conception sont la réalisation d'une liaison mécanique rigide entre les membranes afin de transmettre les efforts sans perte, et l'ajout d'une suspension élastique entre les éléments mobiles et le châssis. Les paramètres de conception sont la masse de la partie rigide et la raideur des ressorts.

La partie rigide est réalisée par un assemblage de profilés d'aluminium formant un bras. Pour assurer la fonction de guidage de ce bras, ainsi que celle des ressorts, des poutres en acier de taille 9,9 cm x 10 mm x 0,5 mm sont mises en place. Elles permettent de maintenir la partie rigide en place sans que les membranes ne reprennent les efforts. La CAO de l'assemblage est montrée sur la Figure 3.5, où les phases ont été retirées pour plus de clarté.

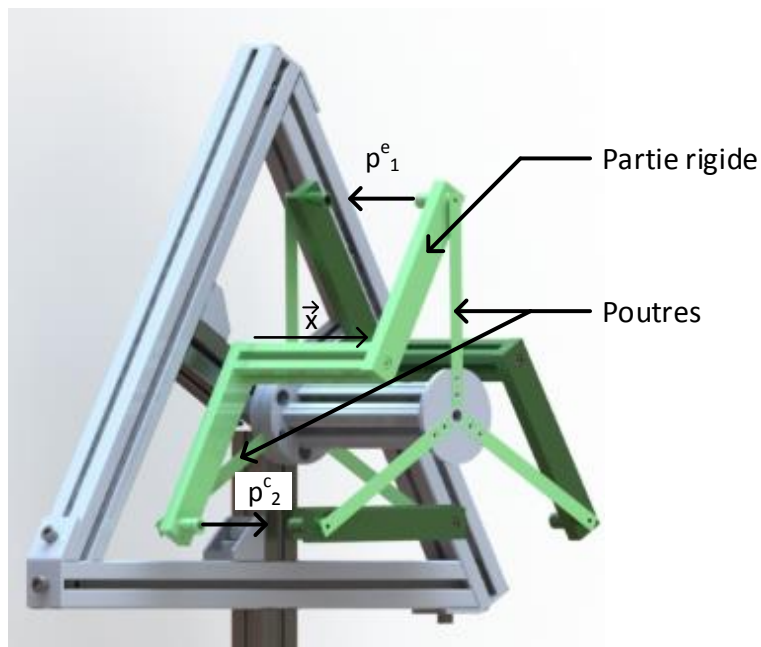


Figure 3.5 - CAO du moteur mettant en évidence les liaisons mécaniques (en vert)

Les poutres sont encastrées sur le châssis d'un côté, et de l'autre côté sur la partie rigide qui est supposée osciller suivant la direction \vec{x} . L'extrémité de la poutre est soumise à une pression p comme illustré sur la Figure 3.5 et Figure 3.6a.

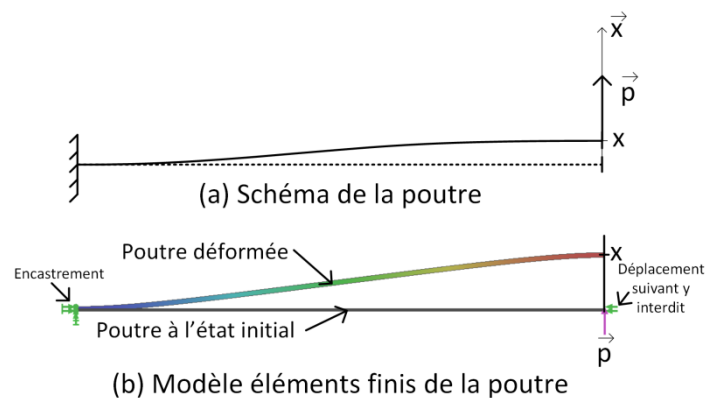


Figure 3.6 - (a) Schéma d'étude et (b) modèle éléments finis de la poutre seule

Chaque poutre est soumise à une déformation de flexion-traction comme décrite sur la Figure 3.6a. Celle-ci peut entraîner un comportement non-linéaire si la flèche est importante. En effet, pour de petites déformations, seule la flexion est présente, mais plus la déformation devient importante et plus une composante de traction associée à l'allongement de la poutre entre en jeu. Une étude semi-analytique validée par un modèle en éléments finis de la poutre seule (Figure 3.6b), réalisée par Formosa dans [34], montre que la raideur est de la forme :

$$k(w) = k_1 + k_3 x^2 \quad (3.2)$$

Où x est le déplacement du bout libre de la poutre. Les valeurs théoriques calculées sont $k_1 = 3150 \text{ N/m}$ et $k_3 = 4,38 \times 10^7 \text{ N/m}^3$.

Afin de vérifier si l'assemblage des poutres au sein de l'architecture du moteur met bien en jeu cette non-linéarité, des mesures expérimentales ont été effectuées. Cette mesure a été réalisée de façon statique directement sur le prototype entièrement monté (Figure 3.11). Le prototype a été mis à l'horizontale afin de placer une succession de masses calibrées sur les bras oscillants, ce qui nous fournit la force appliquée avec une précision de $\pm 0,01 \text{ N}$. Le déplacement a été mesuré à l'aide d'un pied à coulisse avec une précision de $0,1 \text{ mm}$. La mesure était prise entre le châssis et la partie rigide. Un schéma, où les phases ont été enlevées pour plus de lisibilité, présente le protocole de mesure sur la Figure 3.7.

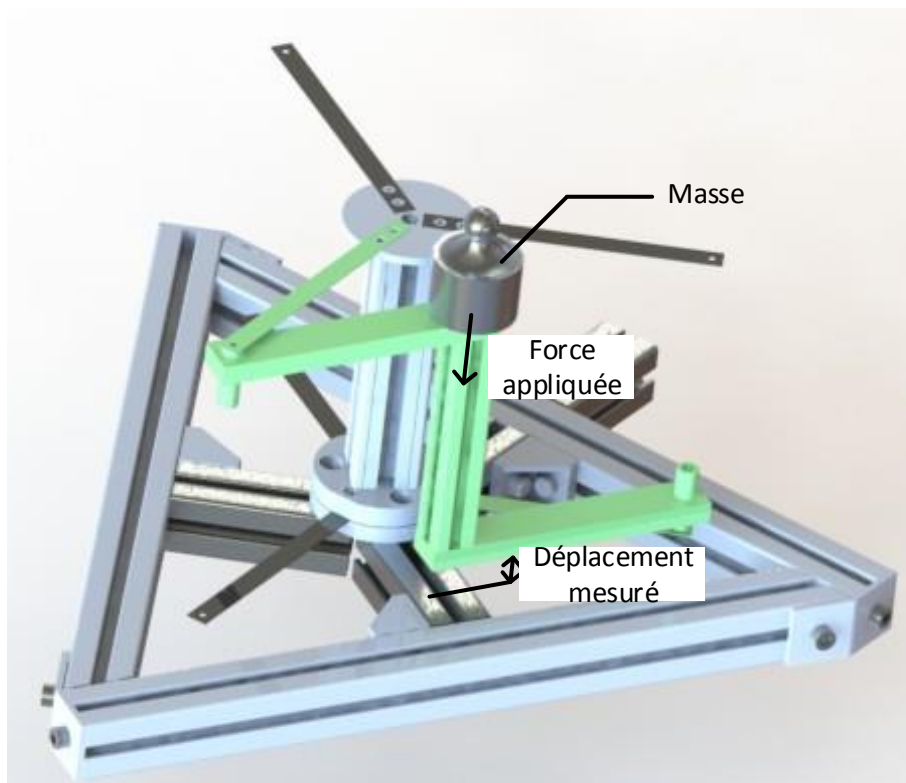


Figure 3.7 - Mesure du déplacement des poutres en fonction de la force

Les résultats obtenus sont tracés sur la Figure 3.8, où les mesures indiquent que les poutres réagissent de façon linéaire même pour de grandes déformations. Nous obtenons une raideur de $k_{exp} = 688 \text{ N/m} \pm 10\%$ pour une poutre. Nous l'expliquons par le fait que l'assemblage réalisé ne contraignant pas le déplacement sur l'axe unique \vec{x} , les hypothèses faites lors de la détermination théorique de la raideur ne sont pas applicables à ce cas de figure. Les composantes de translation suivant le plan orthogonal à \vec{x} ne sont pas nulles et ainsi diminuent la composante en traction de l'effort sur les poutres. Afin de le vérifier, un modèle en éléments finis a été construit à partir de la CAO de l'assemblage complet (Figure 3.9). Il a été réalisé grâce au logiciel SolidWorks®, avec une taille de maille de 1,7 mm et un ratio de 1,5. Le seuil d'arrêt du calcul itératif est défini à 10^{-4} . Grâce à ce modèle, nous pouvons observer un déplacement dans le plan (\vec{y}, \vec{z}) qui représente 5% du déplacement suivant \vec{x} . Ceci peut expliquer la différence entre la théorie et l'expérimentation.

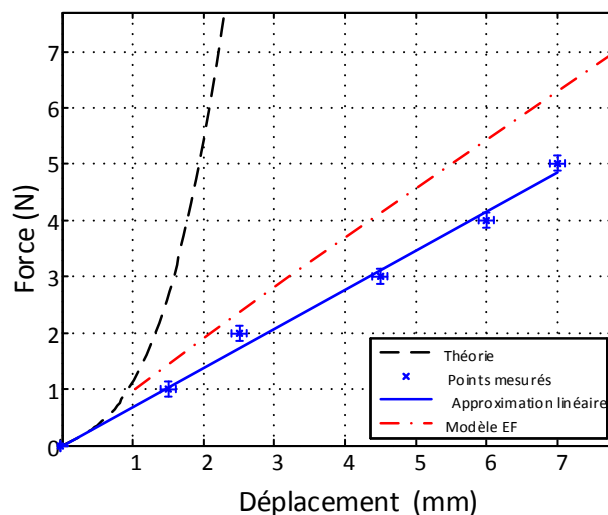


Figure 3.8 - Raideur d'une poutre mesurée expérimentalement

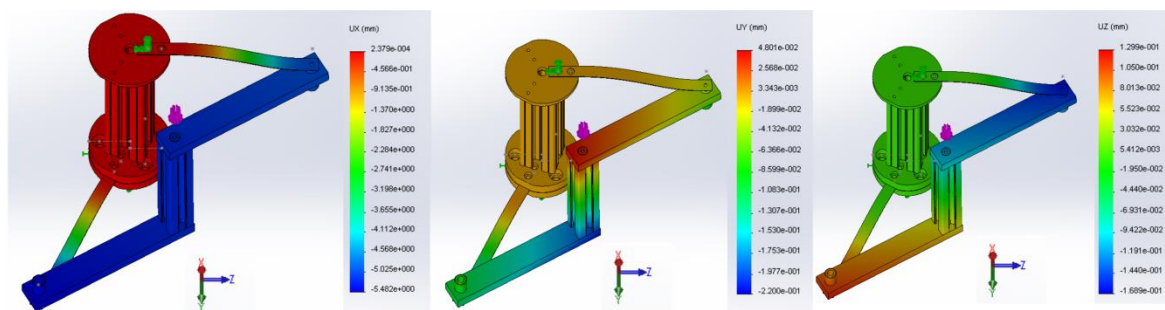


Figure 3.9 - Déplacements obtenus par un modèle éléments finis

3.1.1.5 Convertisseur électromagnétique

La fonction de ce composant du moteur est de convertir l'énergie mécanique de vibration des bras rigides oscillants en énergie électrique. Comme le mouvement produit par le moteur est quasi linéaire et non rotatif, nous nous sommes intéressés au générateur linéaire. Un alternateur rotatif est très efficace, cependant sa mise en œuvre nécessiterait l'ajout d'un mécanisme de transformation de mouvement. Cette approche n'est pas impossible mais va à l'encontre de l'objectif de simplification maximale des pièces en mouvement, afin, rappelons-le, d'obtenir un générateur extrêmement fiable. Plusieurs auteurs proposent des solutions de générateurs linéaires [73]–[76]. La difficulté principale réside dans le circuit magnétique ouvert aux extrémités, ce qui provoque des effets parasites et une baisse de performance.

Le cahier des charges inhérent à ce composant est de réaliser un convertisseur à faible coût qui conserve cependant un rendement de conversion acceptable, Burrel proposant un

Description du prototype et comparaison modèle/essais

générateur linéaire avec un rendement de 49% [75]. Il devra, de plus, être facilement intégrable au reste du moteur sans modification majeure de son architecture dans un premier temps.

Les grandeurs caractérisant le convertisseur sont le coefficient de couplage électromagnétique et la résistance du circuit électrique. D'un point de vue mécanique, sa taille ainsi que ses pertes mécaniques sont à prendre en compte.

Le type de convertisseur choisi est basé sur l'architecture des haut-parleurs. Yu utilise un tel haut-parleur comme générateur pour un moteur thermoacoustique dans [77]. À ce stade, le dispositif de conversion électromécanique n'est pas installé sur le prototype. Toutefois, c'est à partir d'un dispositif identique à celui utilisé par Yu que les caractéristiques du convertisseur électromagnétique du modèle sont issues. En effet, la puissance visée du dispositif est identique à la nôtre. Le faible coût de mise en œuvre est également un point commun. C'est un haut-parleur de 170 mm de diamètre extérieur avec une membrane de 38 mm de diamètre. La partie en mouvement pèse 17 g, alors que sa masse totale est de 2,2 kg. Son coefficient électromagnétique β est de 9,6 N/A. La résistance interne r_{em} du circuit est de 5,4 Ω . Ces valeurs nous donnent un ordre d'idée des grandeurs typiques pour un convertisseur.

Il sera aisé de l'ajouter grâce à la conception simple du moteur. Comme dit précédemment, il n'est pas encore installé sur le prototype. Cependant, des possibilités d'intégration ont déjà été imaginées comme le montre la Figure 3.10.

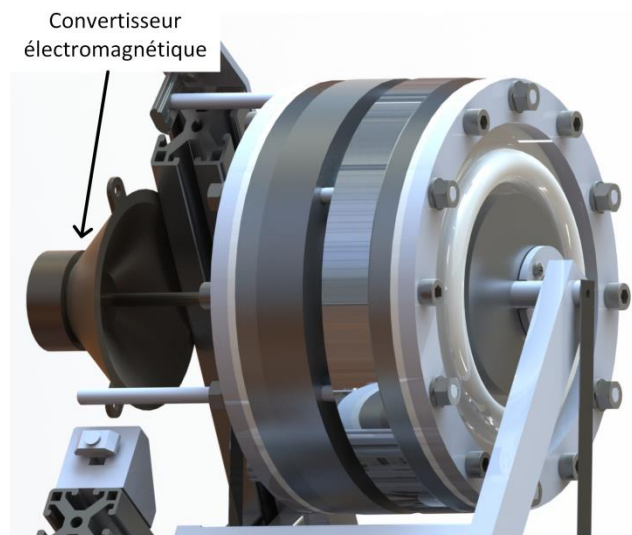


Figure 3.10 - Possibilité d'intégration du convertisseur électromagnétique

3.1.1.6 Moteur complet

Pour finaliser l'élaboration du prototype, les différents sous-ensembles de la machine sont maintenus en place à l'aide de trois tiges filetées qui traversent chaque anneau en aluminium, puis sont serrées entre elles avec deux écrous. Elles sont ensuite fixées sur un châssis, toujours à l'aide de trois tiges filetées traversant l'ensemble des anneaux. Les phases sont à leur tour reliées entre elles au niveau des membranes avec les liaisons mécaniques. La Figure 3.11 illustre le montage complet.

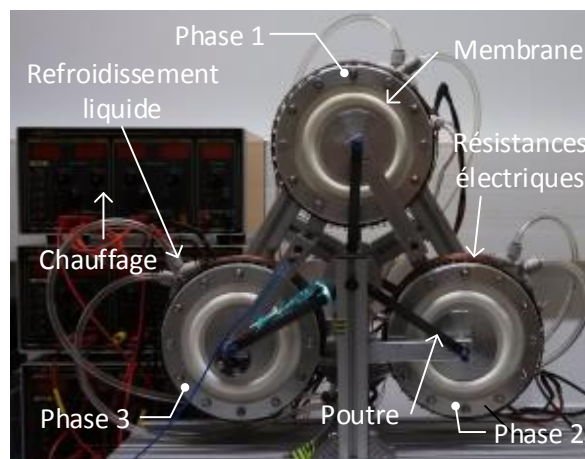


Figure 3.11 - Prototype

L'étanchéité entre chacun des anneaux en aluminium constituant les phases se fait par un joint torique. Le régénérateur est entouré d'un joint torique afin d'assurer l'étanchéité, comme illustré sur la Figure 3.4. Cette solution est simple, mais elle n'assure pas pour autant une isolation thermique optimale entre les phases.

Après avoir mesuré la raideur des ressorts sur le prototype, elle sera considérée comme linéaire (selon les observations expérimentales) et nous choisissons de conserver la valeur déterminée expérimentalement (Figure 3.8).

Afin de faire le lien avec le modèle présenté dans le chapitre précédent, la Figure 3.12 montre l'équivalence de chaque partie du moteur réalisée avec son circuit électrique équivalent, sur une coupe du modèle CAO.

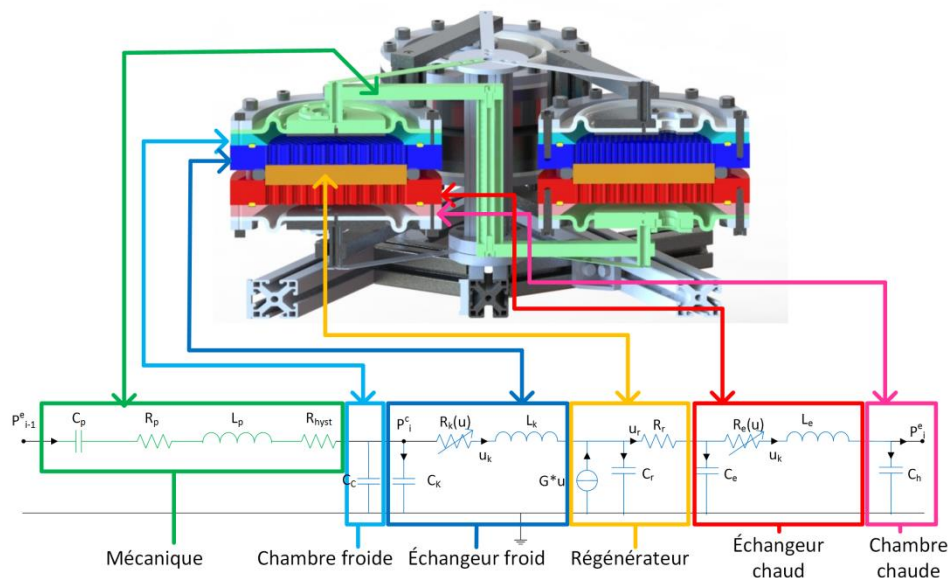


Figure 3.12 - Correspondance entre l'analogie électrique et le moteur réalisé

3.1.2 Instrumentation

Afin de valider la modélisation proposée, le prototype a été instrumenté afin de mesurer les principales grandeurs physiques mises en jeu expérimentalement.

3.1.2.1 Températures

Pour mesurer les températures aux différents points d'intérêt du moteur des thermocouples ont été intégrés. Les capteurs utilisés sont du type K, avec une soudure de 0,5 mm de diamètre. Ces capteurs ne sont pas assez fins pour détecter des variations rapides de température, de l'ordre du hertz. Son incertitude est de 0,1 C. Cependant, cette instrumentation est suffisante pour la détermination des températures moyennes par cycle, car le modèle a été construit dans l'hypothèse qu'elles sont constantes dans le temps.

Au sein du moteur, quatre thermocouples ont été installés : un dans la chambre froide, un dans l'échangeur froid, un dans l'échangeur chaud et un dans la chambre chaude. Leur intégration est montrée sur la Figure 3.13.

Du fait du système de chauffage et de refroidissement utilisés, une symétrie axiale est présente. Les thermocouples sont placés sur le plan milieu dans la longueur des composants afin de mesurer la température moyenne selon l'axe. Le choix d'une instrumentation simple et les hypothèses utilisées dans le modèle justifie, à notre sens, l'utilisation d'un seul thermocouple par composant. En effet, l'ajout de capteur augmenterait les risques de fuites par les passes fil, mais également ajouterait des modules d'acquisitions.

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Les températures des sources sont mesurées, avec un capteur collé à l'anneau chaud et un autre sur l'anneau froid.

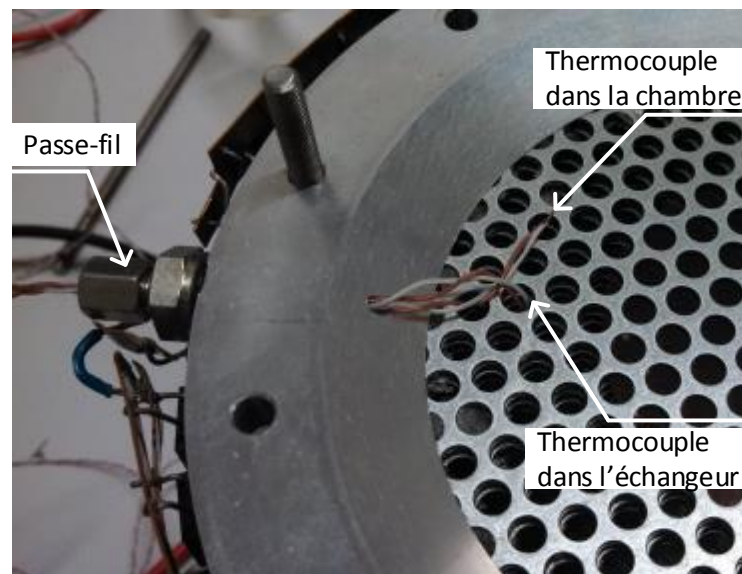


Figure 3.13 - Installation des thermocouples

Nous utilisons une carte National Instrument comme module d'acquisition spécifique pour collecter ces mesures.

3.1.2.2 Pressions

Pour ce qui est de la mesure de la pression dans les chambres, des cellules de la marque CitySensors [78] sont utilisées (Figure 3.14a). Elles permettent de mesurer une pression relative, avec des températures de gaz pouvant atteindre 200 °C. La mesure de pression est obtenue par la déformation d'une membrane en céramique sur laquelle est collée une jauge de contrainte. La partie acquisition du signal se fait grâce à un module National Instrument. Les données du constructeur sont :

- Plage d'utilisation : 0 – 2 bar
- Signal de sortie échelle pleine : 2,0 – 4,0 mV/V,
- Erreur (non linéarité + hystérésis) : $\leq \pm 0,3\%$ FS
- Non répétabilité : $\leq \pm 0,1\%$ FS
- Erreur initiale : $\leq \pm 0,2$ mV/V

Son principal avantage est sa petite taille, qui permet de fixer le capteur sur la membrane, ce qui simplifie son intégration. Celle-ci est montrée sur la Figure 3.14b : un orifice de 18 mm a été percé dans la plaque extérieure en aluminium et un de 10 mm dans la membrane et la plaque

Description du prototype et comparaison modèle/essais

intérieure. L'étanchéité de l'ensemble est assurée par le capot en PVC qui presse la cellule sur la membrane.

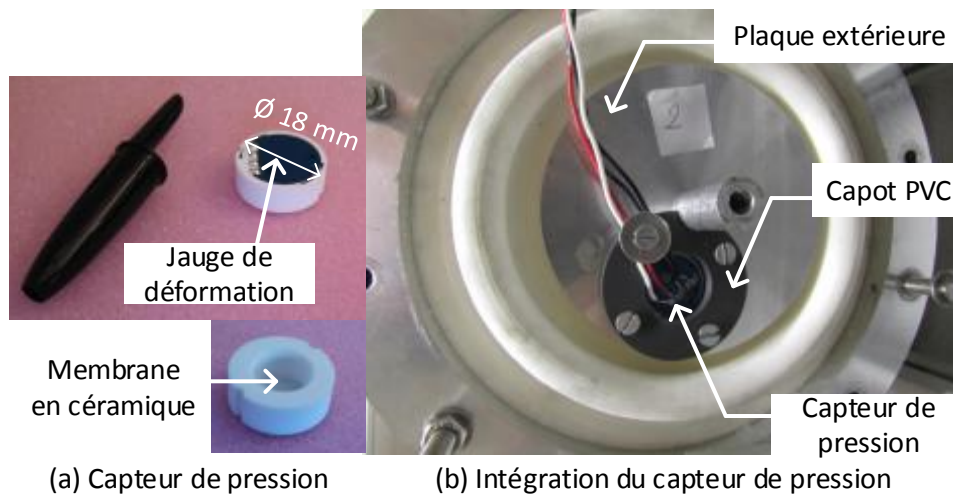


Figure 3.14 - (a) Capteur de pression CitySensor et (b) son intégration sur le prototype

Ces cellules nécessitant une calibration, une procédure a été mise en place afin de déterminer précisément le gain des capteurs. Une acquisition est effectuée pour différentes valeurs de pression avec l'aide d'un capteur calibré (mais ne supportant pas les niveaux de température atteints dans la machine). Par comparaison avec la mesure faite à l'aide de la cellule, un facteur de correction est ainsi obtenu afin de déterminer le gain exact de chaque capteur de pression.

3.1.2.3 Déplacement

Un accéléromètre est placé sur un des bras rigides reliant les membranes, comme indiqué sur la Figure 3.15. Celui-ci permet de remonter par une double intégration au déplacement des membranes. Le modèle utilisé est le 352C68 de PCB Piezotronics [79]. Les caractéristiques données par le constructeur sont :

- Sensibilité : $10,2 \text{ mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$,
- Etendue de mesure : $\pm 491 \text{ m}/\text{s}^2$,
- Fréquence de résonance : $\geq 35 \text{ kHz}$,
- Non linéarité : $\leq 1\%$,
- Températures de fonctionnement : $-53 - 93 \text{ }^\circ\text{C}$,
- Masse : $2,0 \text{ g}$.

Ce capteur est calibré par le constructeur. Le conditionnement du signal est assuré par un module spécifique développé également par le constructeur. Il mesure le déplacement selon l'axe \vec{x} . Dans les autres directions aucune mesure n'est faite, mais précédemment nous avons pu

Description du prototype et comparaison modèle/essais

vérifier théoriquement (cf section 3.1.1.4) que les déplacements de ces directions étaient bien inférieurs (5% du déplacement suivant \vec{x}).

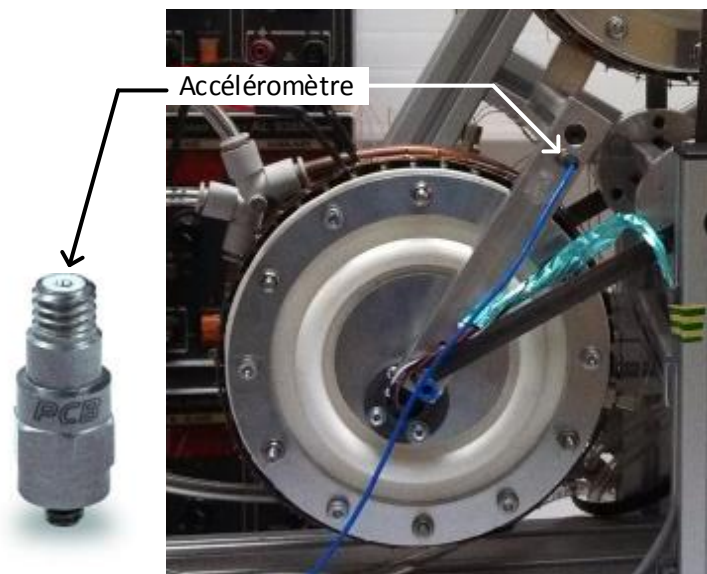


Figure 3.15 - Intégration de l'accéléromètre

3.1.2.4 Système d'acquisition

Toutes les informations sont collectées par une carte de control dSpace® [80] qui permet de gérer les acquisitions avec l'environnement Matlab® Simulink®. Le modèle étant codé sous ce même logiciel, nous pouvons donc obtenir les informations théoriques et expérimentales sur le même support. De plus, cette carte dSpace® permet effectivement de faire de l'acquisition mais également du pilotage. Ainsi, il sera possible dans un second temps de faire varier expérimentalement, par exemple, la valeur de la résistance de charge afin d'explorer le domaine de fonctionnement du générateur.

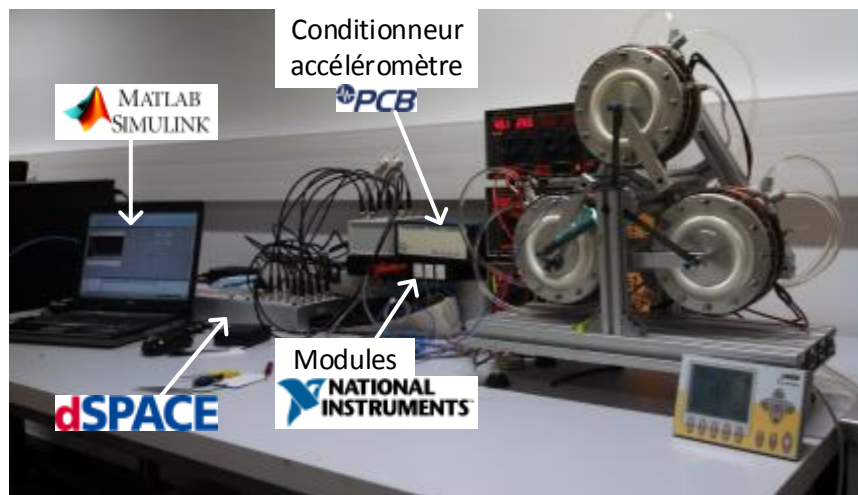


Figure 3.16 - Chaîne d'acquisition

Dès lors que les mesures sont achevées, le traitement des données mesurées est nécessaire afin d'obtenir les grandeurs visées. Les mesures sont filtrées afin d'éliminer le bruit et ne retenir que la composante de la fréquence de fonctionnement du moteur. Cette étape engendre obligatoirement un déphasage des signaux par rapport aux signaux bruts, mais il est identique pour tous, ce qui n'influe finalement pas sur les calculs effectués en post-traitement. La fréquence est calculée grâce à une analyse fréquentielle des signaux. Le déplacement des membranes, et donc le volume balayé, est obtenu par double intégration de leur accélération. Les puissances sont évaluées par intégration de la pression sur le volume instantané sur 10 cycles. La moyenne est ensuite obtenue en divisant par dix la puissance obtenue lors du calcul précédent.

3.1.3 Résultats expérimentaux

Lorsque le côté chaud atteint une température suffisante, autours de 150 °C pour une pression absolue de 1 bar, les vibrations du moteur commencent. Le Tableau 3.1 résume les résultats obtenus pour un essai avec une pression absolue de 1,08 bar et une température chaude à 210,2 °C.

Tableau 3.1 - Résumé d'un essai

T_h	210,2 °C	amp	4,44 mm
T_e	173,2 °C	f	36,8 Hz
T_k	23,8 °C	P_e	2,11 W
T_c	22,5 °C	P_c	1,27 W
\bar{p}	1,08 bar	P_m	0,84 W

Description du prototype et comparaison modèle/essais

La structure du moteur est telle que les oscillations commencent sans apport significatif d'énergie initiale, contrairement aux moteurs Stirling classiques. La Figure 3.17a illustre l'auto-démarrage et l'amplification des oscillations jusqu'à la stabilisation. Nous obtenons bien ces deux phases caractéristiques prévues par le modèle. Les oscillations de la partie mécanique ainsi que les pressions dans les chambres sont présentées sur la Figure 3.17c pour une phase. Notons leur forme sinusoïdale de fréquence 36,8 Hz, ce qui correspond aux attentes. Nous pouvons observer un léger déphasage entre la pression de la chambre chaude et celle de la froide, celui-ci est dû aux effets de compressibilité et d'inertie du gaz. La différence d'amplitude est pour sa part le résultat des pertes visqueuses, dans les échangeurs et le régénérateur.

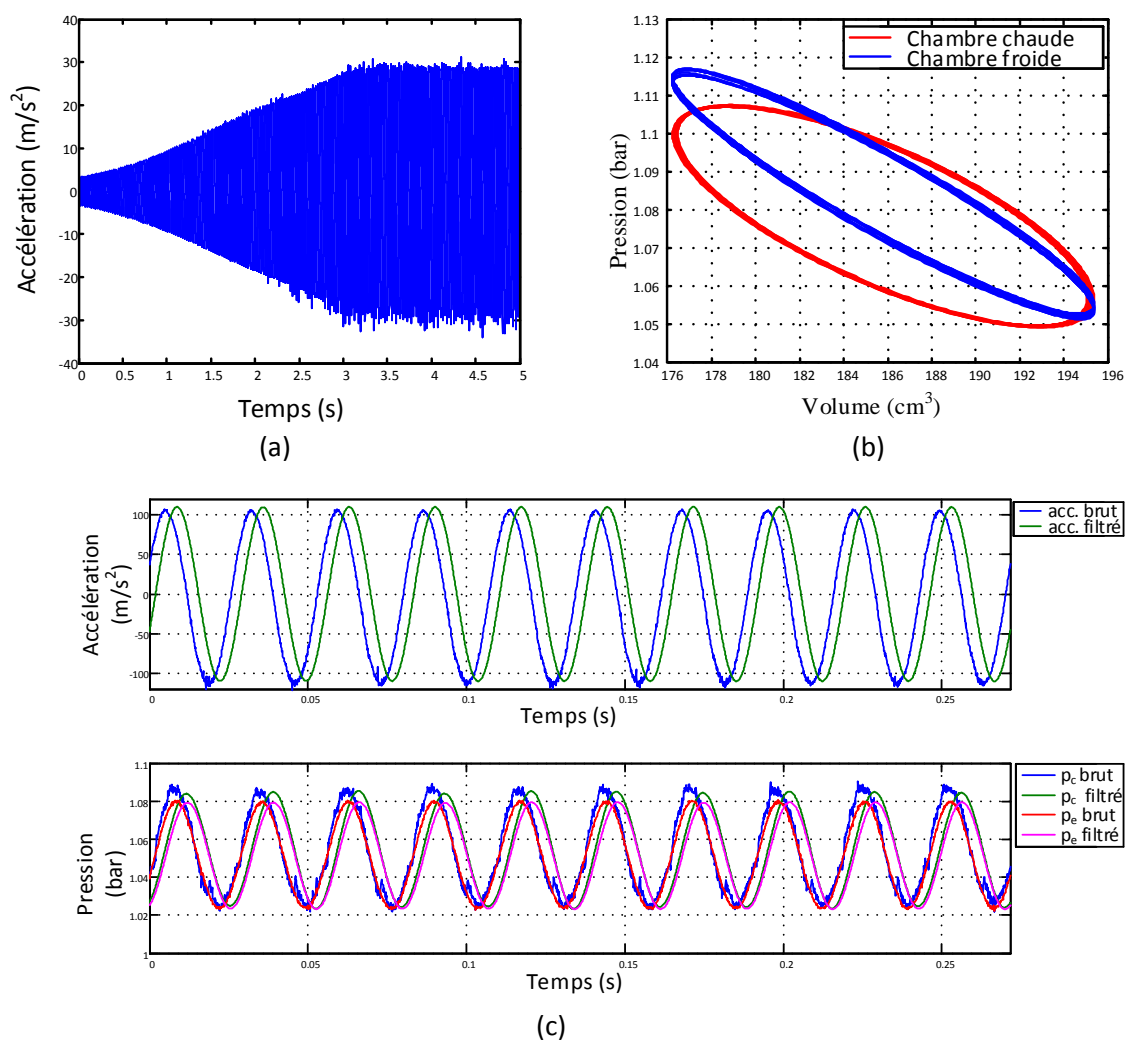


Figure 3.17 - Résultats d'un essai : (a) au démarrage, (b) diagramme p-V et (c) accélération et pression en fonction du temps

À partir des données mesurées, le diagramme p-V est construit pour la chambre froide et la chambre chaude (Figure 3.17b). Une dissociation est nécessaire car avec les pertes de charge dans les échangeurs et le régénérateur, les pressions instantanées dans les chambres sont différentes, comme indiqué sur la Figure 3.17c. La puissance mécanique produite par le moteur est la différence entre la puissance de compression dans la chambre froide et la puissance de détente dans la chambre chaude, calculées respectivement par intégration sur le diagramme p-V.

Nous pouvons remarquer que la puissance utile est très faible. Le moteur ne produit que très peu d'énergie mécanique car celui-ci n'est soumis à aucune charge et fonctionne à vide.

3.2 Comparaison modèle/essais

Afin que le modèle puisse décrire de façon cohérente le moteur, nous devons identifier 5 paramètres. L'amortissement mécanique D sera mesuré lors d'un test spécifique, alors que les coefficients d'échanges thermiques h_e et h_k et ceux de non-linéarité des pertes de charge b_e' et b_k' seront déterminés grâce à une identification sur une comparaison entre essai sur le moteur en opération et simulation numérique.

3.2.1 Identification des paramètres du modèle (D , h_e , h_k , b_e' et b_k')

3.2.1.1 Amortissement mécanique (D)

Pour la détermination du coefficient d'amortissement mécanique D , une approche expérimentale est préférée à un calcul analytique, du fait de la grande complexité des origines de ces pertes. Celles-ci sont principalement dues aux pertes visqueuses dans la membrane, à la résistance de l'air lors de leur mouvement ou encore à l'amortissement des poutres. Un modèle classique d'amortissement visqueux est choisi. La réponse d'un oscillateur harmonique lors d'un essai de lâché est donnée par :

$$x(t) = x_0 e^{-\frac{D}{2m}t} \sin\left(\sqrt{1 - \alpha^2} \omega_0 t\right) \quad (3.3)$$

Avec D l'amortissement, m la masse, ω_0 la pulsation propre et $\alpha = \frac{D}{2m\omega_0}$. Comme nous mesurons directement l'accélération, la réponse en accélération est dérivée de l'équation (3.3) :

$$\gamma(t) = B e^{-\frac{D}{2m}t} f(t) \quad (3.4)$$

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Où B est une constante et $f(t)$ une fonction sinusoïdale dépendante du temps. Grâce à cette équation et à des essais expérimentaux, il est possible de déterminer D en identifiant le coefficient de décroissance exponentielle $-\frac{D}{2m}$.

Un banc expérimental dédié a été mis en place afin de mesurer cet amortissement. Il a été construit à partir du moteur. En effet, seule la partie mécanique du moteur est conservée sur le châssis. Il reste donc deux membranes attachées au châssis par les anneaux, le bras reliant les deux membranes, et les poutres. Il est important ici d'être au plus proche de l'architecture du moteur complet, afin de bien mesurer l'amortissement effectif durant le fonctionnement de la machine.

Le coefficient D est identifié avec la méthode des moindres carrés sur la fonction décroissante exponentielle du signal montré sur la Figure 3.18. Sept mesures ont été relevées, avec un déplacement initial de 5 mm représentatif de l'amplitude du moteur en fonctionnement. Sur chacune de ces acquisitions, un coefficient D est calculé. Nous trouvons un coefficient d'amortissement moyen de $5,5 \text{ Nm}^{-1}\text{s}$, avec une incertitude de 6%. À noter que Der Minassians [29] obtient un coefficient de $2,78 \text{ Nm}^{-1}\text{s}$ sur son prototype. L'amortissement mesuré sur notre prototype est quasiment le double, ce qui signifie qu'une amélioration est donc possible.

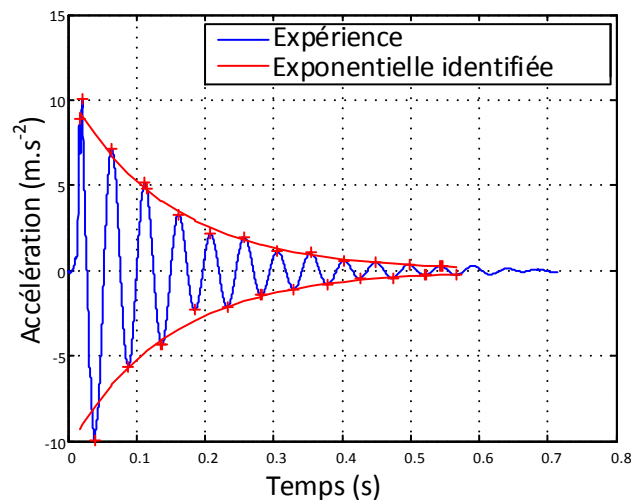


Figure 3.18 - Identification de l'amortissement mécanique

3.2.1.2 Coefficients d'échange et non-linéarité des pertes de charge (h_e , h_k , b_e' et b_k')

Le modèle nécessite également la détermination des paramètres associés aux échangeurs : coefficients d'échanges thermiques (h_e et h_k) et coefficients de non-linéarités des pertes de charge (b_e' et b_k').

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Dans un premier temps, la stratégie choisie est de procéder par une identification grâce à une comparaison entre un essai et le modèle du moteur Stirling. Les données de l'essai, réalisé avec $T_h^{exp} = 205,6$ °C, $T_c^{exp} = 22,1$ °C et $p_0 = 1,06$ bar, sont affichées dans le Tableau 3.2 ci-dessous :

Tableau 3.2 - Comparaison entre les résultats expérimentaux et simulés

	Valeur expérimentale	Valeur simulée	Écart relatif (%)
\dot{Q}_e (mW)	1253	1279	2,1
\dot{Q}_k (mW)	-777	-843	8,5
amp (mm)	3,4	3,1	-8,9
f (Hz)	37,1	35,2	-5,1
T_e (°C)	170,1	185,9	3,4
T_k (°C)	24,1.0	24,0	0,0

Les températures des sources utilisées pour la résolution du modèle numérique sont les températures mesurées lors de l'essai (T_h , T_c).

Afin de pouvoir quantifier l'écart entre modèle et essai en tenant compte de l'ensemble des paramètres de fonctionnement (amplitude amp , fréquence f , températures du gaz T_e et T_k) ainsi que des puissances de compression \dot{Q}_k et d'expansion \dot{Q}_e , le critère ε suivant a été défini :

$$\varepsilon(h_i, b_i) = \frac{|\dot{Q}_k^{exp} - \dot{Q}_k^{th}|}{\dot{Q}_k^{exp}} + \frac{|\dot{Q}_e^{exp} - \dot{Q}_e^{th}|}{\dot{Q}_e^{exp}} + \frac{|amp^{exp} - amp^{th}|}{amp^{exp}} + \frac{|f^{exp} - f^{th}|}{f^{exp}} + \frac{|T_e^{exp} - T_e^{th}|}{T_e^{exp}} + \frac{|T_k^{exp} - T_k^{th}|}{T_k^{exp}} \quad (3.5)$$

Le minimum de la fonction ε est recherché en utilisant les inconnues h_e , h_k , b_e , b_k . Il est obtenu avec $h_e = 10 \pm 5$ Wm⁻²K⁻¹ et $b_e' = 2,9 \times 10^{10}$ Pa.s³.m⁻⁹ pour l'échangeur chaud, et $h_k = 100 \pm 5$ Wm⁻²K⁻¹ $b_k' = 2,4 \times 10^{10}$ Pa.s³.m⁻⁹ pour l'échangeur froid. Le Tableau 3.2 donne les résultats numériques pour cet essai d'identification. L'écart relatif maximum est de 8.9% sur l'amplitude. Ce taux est acceptable pour que les paramètres identifiés soient utilisés pour des études de fiabilité du modèle, ainsi que de pré-dimensionnement. Dans la littérature, nous trouvons des corrélations modèle-essais de l'ordre de 20% pour Bert *et al.* dans [19] pour la puissance d'un moteur Stirling de type γ , ainsi que pour Hachem *et al.* [20].

Avec les paramètres identifiés, nous obtenons le diagramme p-V de la Figure 3.19. Nous pouvons noter que la variation de volume entre l'expérience et la simulation n'est pas identique. Cela est dû à la globalisation de plusieurs critères de comparaison pour l'identification.

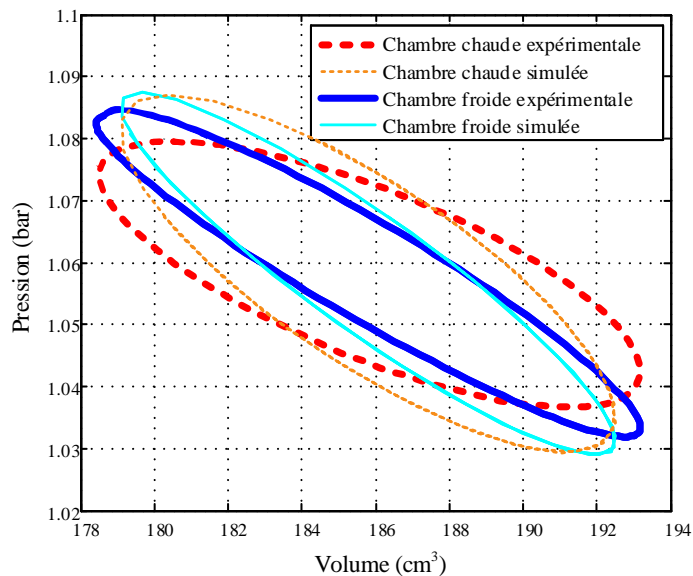


Figure 3.19 - Diagrammes p-V des chambres chaude et froide expérimentaux et simulés

Les valeurs identifiées des coefficients d'échange convectif global pour l'échangeur froid correspondent à l'ordre de grandeur de la littérature [67], [81] pour des échanges convectifs oscillant avec l'air. En effet, h_e varie entre 58 et 87 W/(m²K), la différence peut être expliquée par les conditions de nos essais qui ne sont pas strictement identiques à ceux de la littérature. Cependant, l'ordre de grandeur est respecté. En revanche, les valeurs pour le côté chaud varient de 56 à 76 W/(m²K) dans la littérature alors que celle identifiée pour le modèle est de seulement 10 W/(m²K). La différence notable entre l'échangeur chaud et le froid d'un point de vue thermique est surprenante du fait de la conception identique des deux échangeurs. Cependant, elle peut être expliquée par les conditions qui ne sont pas exactement identiques sur le prototype.

Effectivement, un effet apparaît lors de la mise en température du moteur. Il est lié aux dilatations différentielles des matériaux. Lors du chauffage, l'échangeur chaud, en adoptant une hypothèse simple, présente un champ de température constant. Les dilatations des grilles et de l'anneau qui le constituent ne sont pas identiques. En effet, leurs coefficients de dilatation thermique sont différents et celui de l'aluminium ($\alpha_{alu} = 23 \times 10^{-6}$) est quasi deux fois plus grand que celui de l'acier inoxydable ($\alpha_{acier} = 12 \times 10^{-6}$). L'augmentation de diamètre de l'anneau en aluminium étant :

Description du prototype et comparaison modèle/essais

$$\Delta D_{alu} = \alpha_{alu} D_{0alu} (T_h - T_{amb}) = 0,44 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Et celui des grilles en acier étant :

$$\Delta D_{acier} = \alpha_{acier} D_{0acier} (T_h - T_{amb}) = 0,23 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Une différence de diamètre de 0,21 mm et donc un jeu J de 0,1 mm, représenté sur la Figure 3.20, entre ces deux parties est réaliste. La surface d'échange et la pression de contact entre l'anneau et les grilles sont ainsi réduites, engendrant ainsi de nouvelles résistances de contact limitant le transfert thermique [82], [83]. Il faut donc ajouter une résistance thermique, illustrée sur la Figure 3.21 par R_{jeu} . Elle n'est pas présente à l'échangeur froid, car dans ce cas, les effets de dilatation thermique sont nettement moins présents.

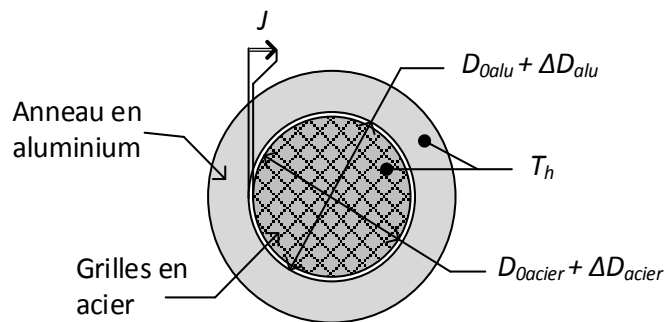


Figure 3.20 - Représentation de la dilatation thermique au niveau de l'échangeur chaud

En faisant l'hypothèse que le coefficient d'échange convectif du côté chaud est au même niveau que celui du côté froid, c'est-à-dire aux alentours de $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, nous obtenons une résistance thermique équivalente, grâce à l'équation (2.32), de $0,2 \text{ K/W}$. La valeur identifiée étant de $1,90 \text{ K/W}$, une résistance de contact de $R_{contact} = 1,70 \text{ W/K}$ peut être identifiée. Celle-ci est définie de la façon suivante dans la littérature [82], [83] :

$$R_{contact} = \frac{1}{h_{contact} * A_{contact}} \quad (3.8)$$

Avec $A_{contact}$ la surface de contact et $h_{contact}$ la conductance thermique du contact entre les grilles et l'anneau. En prenant une surface de contact égale au tiers de la surface intérieure de l'anneau, ce qui représente une approximation raisonnable, nous obtenons une conductance thermique de contact de l'ordre de 350 W/K , ce qui correspond à l'ordre de grandeur des valeurs trouvées dans la littérature [82], [83]. Cela nous permet donc d'expliquer en partie ces valeurs très différentes entre l'échangeur chaud et froid.

Description du prototype et comparaison modèle/essais

De plus, toute la surface extérieure du côté froid participe aux échanges avec l'extérieur, à température ambiante $T_{amb} < T_k$. Ainsi, ils tendent à réduire T_e et T_k , ce qui est pénalisant pour le côté chaud mais favorable pour le froid, et ainsi nous obtenons $h_k > h_e$. Ce qui explique pourquoi nous surestimons la conductivité de l'échangeur froid et sous-estimons pour le côté chaud.

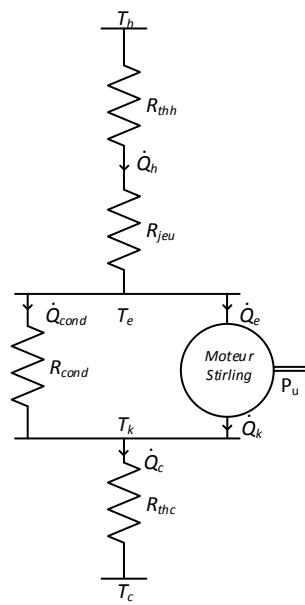


Figure 3.21 - Schéma thermique prenant en compte les échanges thermiques présent en dehors des échangeurs et de la résistance de contact

Nous obtenons donc une corrélation correcte lors de l'identification des paramètres. Leurs valeurs sont également cohérentes avec la littérature lorsque nous détaillons de plus près les mécanismes présents au niveau des échangeurs.

3.2.2 Comparaisons modèle/essais

Afin d'évaluer la robustesse de notre modèle, une comparaison entre plusieurs essais expérimentaux et les résultats de simulations correspondants est réalisée. Pour différencier les essais, nous faisons varier la pression et la température de la source chaude. Sachant que le moteur ne supporte pas de forte pressurisation, celle-ci n'a été augmentée que dans une faible proportion. Les paramètres identifiés précédemment sont gardés constants pour toutes les simulations.

Le Tableau 3.3 reprend les résultats obtenus pour quatre essais. Les températures ainsi que la fréquence de fonctionnement sont bien modélisées. Cependant, nous pouvons observer des écarts significatifs entre les simulations et les essais au niveau de l'amplitude et des puissances de compression et d'expansion. Un écart allant jusqu'à 17,1% est observé sur l'amplitude et de

Description du prototype et comparaison modèle/essais

26,2% sur la puissance de compression. Ces déviations peuvent être inhérentes à plusieurs facteurs :

- Les importantes simplifications présentes dans le modèle amènent inévitablement à négliger certains phénomènes, comme la variation temporelle des températures qui n'est pas prise en compte avec l'hypothèse isotherme.
- La linéarisation des grandeurs engendre des approximations sur le comportement du moteur. Cependant, les variations de pression sont bien inférieures à la pression moyenne. En reprenant les résultats présentés sur la Figure 3.19, nous avons $\frac{\tilde{p}_{max}}{\bar{p}} = 0.026$. L'hypothèse des petites variations devant les valeurs moyennes reste donc acceptable.
- L'identification des paramètres de pertes de charge et d'échanges thermiques convectif n'a été réalisée que sur un seul essai. Une campagne de mesure et d'identification plus poussée pourrait être menée. L'idée serait de déterminer ces paramètres sur plusieurs tests en faisant varier de manière plus significative la pression et la température chaude par exemple. Ainsi, nous pourrions vérifier la cohérence et la convergence des valeurs trouvées.
- Nous pouvons voir que la machine est assez stable en fréquence (en fonction de la température et de la pression) alors que l'amplitude, la puissance de compression et celle de détente sont très sensibles aux conditions opératoires. Nous pourrions ajouter des pondérations dans l'équation (3.5) afin de prendre plus en considération ces sensibilités.
- Une autre piste d'amélioration est de prendre en compte le fait que le régénérateur n'est pas idéal. En effet, dans ce modèle, l'énergie emmagasinée est restituée dans son intégralité, ce qui n'est pas le cas pour un régénérateur réel. De plus, avec l'usage du prototype nous nous sommes aperçus d'une dégradation du régénérateur dans le temps. Une oxydation du cuivre, montrée sur la Figure 3.22, a eu lieu pour chaque phase, ce qui a sans doute été l'occasion d'une diminution des performances du moteur avec le temps.

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Tableau 3.3 - Comparaison entre le modèle et des essais expérimentaux

T_h (°C)		210,2		208,4		206,3		205,6	
Pression (bar)		1,080		1,070		1,054		1,015	
T_e (°C)	num	188,9		187,9	3,7%	186,6	3,1%	185,5	3,4%
	exp	172,2	3,4%	170,7		172,4		170,1	
T_k (°C)	num	24,5		24,7	0%	24,3	0,3%	24,0	0%
	exp	25,1	0,2%	24,7		25,3		24,0	
amp (mm)	num	3,78		3,46	-10,6%	3,08	-17,1%	3,12	-8,9%
	exp	4,44	-14,9%	3,87		3,72		3,42	
f (Hz)	num	35,50		35,37	-4,3%	35,2	-4,6%	35,23	-5,1%
	exp	36,9	-3,7%	36,97		36,88		37,12	
\dot{Q}_e (mW)	num	1 926		1 597	-1,0%	1 247	-22,2%	1 279	2,1%
	exp	2107	-8,6%	1 612		1 602		1 235	
\dot{Q}_k (mW)	num	-1 273		-1 054	-26,2%	-822	6,7%	-843	8,5%
	exp	-1 273	0,0%	-835		-880		-777	



Figure 3.22 - Régénérateur oxydé

3.3 Un composant critique : le régénérateur

3.3.1 Modèle régénérateur non idéal

Afin de prendre en compte plus finement les échanges thermiques au sein du régénérateur, des descriptions théoriques de régénérateur qui tiennent compte des parties solides en plus du gaz ont été développées. Huang *et al.* [84] proposent un modèle linéaire de régénérateur. En prenant en compte les transferts de chaleur entre la matrice du régénérateur (la partie solide) et le gaz, il construit une fonction de transfert. Smith [57] reprend cette idée et va

Description du prototype et comparaison modèle/essais

jusqu'à construire un circuit électrique équivalent. Il enrichit de la sorte le modèle en intégrant les irréversibilités liées aux transferts de chaleur.

Le modèle proposé ci-après reprend l'analogie électrique présentée au chapitre 2. La démarche de construction du circuit électrique est similaire, incluant en plus les échanges thermiques qui ont lieu entre le gaz et la partie solide du régénérateur. Les hypothèses utilisées sont :

- Gaz parfait,
- Régime établi,
- Petites oscillations,
- Mouvements purement harmoniques,
- Régénérateur parfaitement isolé de l'extérieur.

L'équation de continuité pour le gaz nous donne [85] :

$$\frac{1}{\gamma r \bar{T}} (\dot{p} - (\gamma - 1)\Phi) + \bar{\rho} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.9)$$

Où γ est le facteur de compressibilité du gaz, x la direction axiale, et Φ le flux thermique volumique entre le gaz et la partie solide du régénérateur. Il s'exprime de la manière suivante :

$$\Phi = \frac{h_r A_{wr}}{\epsilon V_r} (T_s - T) \quad (3.10)$$

Avec h_r le coefficient d'échange thermique entre la partie solide et le gaz du régénérateur, A_{wr} la surface d'échange, T la température du gaz, V_r le volume du régénérateur, ϵ sa porosité et T_s la température de la surface d'échange. La condition de conservation de l'énergie de la partie solide du régénérateur, équation (3.11), nous permet d'obtenir une relation entre T_s et T avec l'équation (3.12) en passant par la forme complexe.

$$\dot{T}_s - \frac{1}{\tau_s} (T - T_s) = 0 \quad (3.11)$$

$$T_s = \frac{1}{1 + i\omega\tau_s} T \quad (3.12)$$

Avec $\tau_s = \frac{\bar{\rho}_s c_{p_s} (1-\epsilon) V_r}{h_r A_{wr}}$. Cette fois, en résolvant l'équation de la conservation de l'énergie du gaz (équation (3.13)) nous pouvons établir une relation entre la pression dans le régénérateur et la température moyenne du gaz avec l'équation (3.14) :

$$\bar{\rho} c_p \dot{T} = \dot{p} + k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \Phi \quad (3.13)$$

$$\bar{T}(x) = \frac{\tau_g(1 + i\omega\tau_s)}{c_p \bar{\rho}(\tau_s + \tau_g + i\omega\tau_s\tau_g)} p(x) \quad (3.14)$$

Avec $\tau_g = \frac{\bar{\rho}_g c_p \epsilon V_r}{h_r A_{wr}}$ le temps caractéristique du gaz, et y la direction radiale du canal.

En reprenant l'équation (3.9) et en y injectant la relation (3.14), nous obtenons l'expression (3.11) en suivant la même procédure qu'à la section 2.3.1 :

$$u_{lr} = u_{0r} + G u_{0r} - \left(\frac{1}{R_r'} + i\omega C_r' \right) p_{0r} \quad (3.15)$$

Avec la résistance équivalente des pertes thermiques R_r' et de la raideur du ressort gaz du régénérateur C_r' :

$$R_r' = \frac{\bar{p} \bar{T} \gamma \left((\tau_g + \tau_s)^2 + (\tau_g \tau_s \omega)^2 \right)}{A_{wr} l_r \bar{T}_l (\gamma - 1) \tau_g \tau_s^2 \omega^2} \quad (3.16)$$

$$C_r' = \frac{A_{wr} l_r \bar{T}_l \left((\tau_g + \tau_s)(\tau_g + \gamma \tau_s) + (\tau_g \tau_s \omega)^2 \right)}{\bar{p} \bar{T} \gamma \left((\tau_g + \tau_s)^2 + (\tau_g \tau_s \omega)^2 \right)} \quad (3.17)$$

La conservation de la quantité de mouvement nous permet d'obtenir la même expression pour les pertes de charge que dans le modèle développé dans la section 2.3.1 :

$$\check{p}(l_r, t) = \check{p}(0, t) - R_r u_{lr}(t) \quad (3.18)$$

Le circuit électrique équivalent déduit de cette analyse est présenté sur la Figure 3.23, où l'expression de la capacité C_r' est modifiée, et la résistance R_r' est ajoutée. Etant donné qu'il respecte la même analogie que le circuit complet, il peut y être intégré immédiatement.

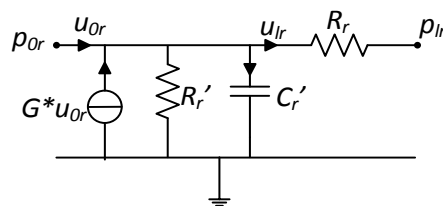


Figure 3.23 - Circuit électrique équivalent du nouveau modèle de régénérateur

Description du prototype et comparaison modèle/essais

Dans ce modèle de régénérateur, deux paramètres doivent être connus : le coefficient d'échange h_r et les pertes de charge R_r . Grâce aux corrélations disponibles dans la littérature il est possible de les estimer.

En reprenant les résultats présentés dans le Tableau 3.2, ainsi que les corrélations présentées par Thomas *et al.* dans [67], le coefficient d'échange h_r est de l'ordre de $300 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Ce qui nous donne $R_r' = 1,9 \times 10^6 \text{ Pa.s}/\text{m}^3$ et $C_r' = 4 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{Pa}$. En comparant leur impédances ($\frac{1}{C_r'\omega} = 8,9 \times 10^4 \text{ Pa.s}/\text{m}^3$), nous nous apercevons que la résistance est un ordre de grandeur au-dessus de l'impédance de la capacité. Nous pouvons donc la négliger lors de la détermination expérimentale de la résistance R_r et de la capacité C_r , dans le but de déterminer expérimentalement h_r .

3.3.2 Banc de test dédié

L'objectif est de déterminer les paramètres pour les régénérateurs utilisés dans la machine et d'autres types de régénérateur en suivant ainsi une démarche similaire à celle de Gheith *et al.* dans [71]. A des fins de comparaison, nous avons réalisé une nouvelle structure de régénérateur : des toiles d'acier inoxydable avec un diamètre de fil de $320 \mu\text{m}$ et une largeur de maille de $800 \mu\text{m}$ (Figure 3.24) ont été utilisées à la place des toiles de cuivre.

Les différents montages pour les tests sont finalement : sans régénérateur (vide), en toile de cuivre (Cu) et enfin en toiles d'acier inoxydable (inox).

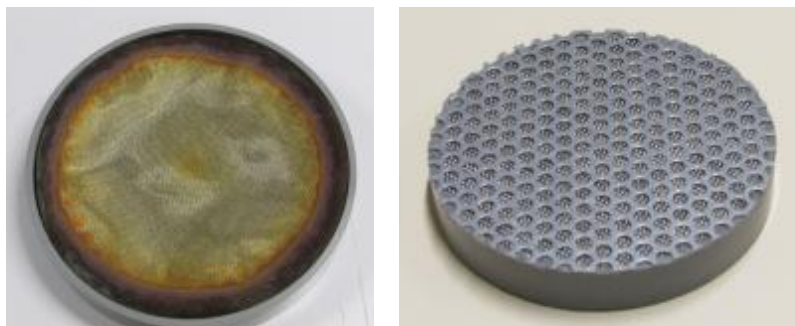


Figure 3.24 - Régénérateurs testés : (a) toile de cuivre et (b) toile d'acier inoxydable

Pour respecter les conditions dans lesquelles le régénérateur est sollicité, le banc a été réalisé à partir d'une phase du moteur Stirling. Celle-ci est montée sur le banc, permettant ainsi de recréer une différence de température aux extrémités si nécessaire. Deux pots vibrants sont reliés aux membranes et actionnent celles-ci afin de mettre le gaz en mouvement dans le régénérateur en créant un flux oscillant. Le banc est présenté sur la Figure 3.25a, et le circuit électrique équivalent

Description du prototype et comparaison modèle/essais

est décrit Figure 3.24b. L'instrumentation se compose d'un accéléromètre placé sur chaque membrane, d'un capteur de pression de chaque côté du régénérateur et d'un capteur de température collé à chaque extrémité du régénérateur.

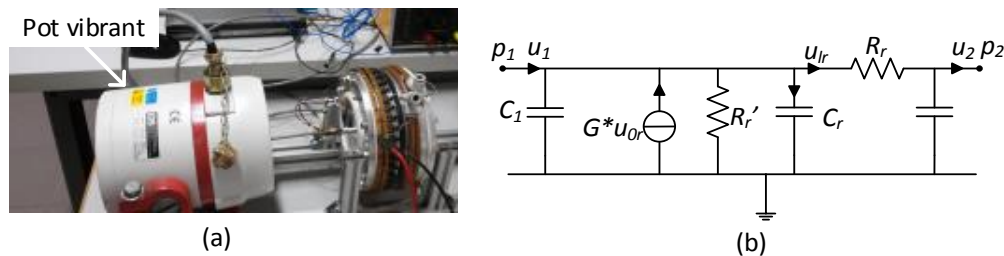


Figure 3.25 - (a) Banc de test « régénérateurs » et (b) circuit électrique équivalent

Plusieurs tests ont d'abord été effectués afin de vérifier la capacité du banc de test à mesurer les pertes de charge dans le régénérateur. Les essais sont donc réalisés sans imposer de différence de température entre son entrée et sa sortie, à température ambiante. Cela engendre une simplification du circuit électrique de la Figure 3.25, où la source de tension ainsi que la résistance R_r' peuvent être supprimées.

Le test effectué consiste à faire varier la fréquence d'oscillation de la vitesse de déplacement des membranes, tout en maintenant une amplitude de vitesse constante. Le mouvement des membranes est déphasé de 180° afin de faire passer le gaz dans les deux chambres. L'intérêt de maintenir une amplitude de vitesse constante lors de ce test est de garder un nombre de Reynolds invariant sur l'étendue de mesure. Sachant que la définition du nombre de Reynolds pour un écoulement oscillant utilisée est : $Re = \frac{\rho d_h v_{max}}{\mu}$, avec v_{max} l'amplitude maximale de la vitesse, d_h le diamètre hydraulique du régénérateur, ρ la masse volumique de l'aire et μ sa viscosité dynamique. La vitesse choisie est de 0,7 m/s, ce qui correspond à un déplacement de 2,2 mm à 50 Hz et un nombre de Reynolds autour de 20. Nous nous assurons ainsi de rester dans un régime laminaire, tout en étant dans le domaine de fonctionnement de la machine. Nous nous intéressons à la différence de pression entre les deux chambres afin de remonter aux pertes de charge. La gamme de fréquence va de 10 à 100Hz, d'une part en raison de limitation en fréquence basse de l'accéléromètre, et d'autre part en ce qui concerne la limite haute, par la fréquence de résonance de la partie mécanique, plus particulièrement la membrane, sur laquelle des déformations non maîtrisées pourraient apparaître et fausser les mesures.

3.3.3 Résultats et discussion

La Figure 3.26 montre les trois réponses fréquentielles moyennées avec les intervalles d'incertitude. Elles ont été obtenues par une succession de 5 mesures, dont 2 mesures après un démontage puis un remontage du régénérateur. Nous pouvons observer que les différences entre les types de régénérateurs sont trop faibles pour être significatives, que ce soit sur le module de l'impédance ou de son argument. Même entre un espace vide et un régénérateur avec lequel on s'attend à avoir des pertes plus grandes, la différence n'est pas concluante.

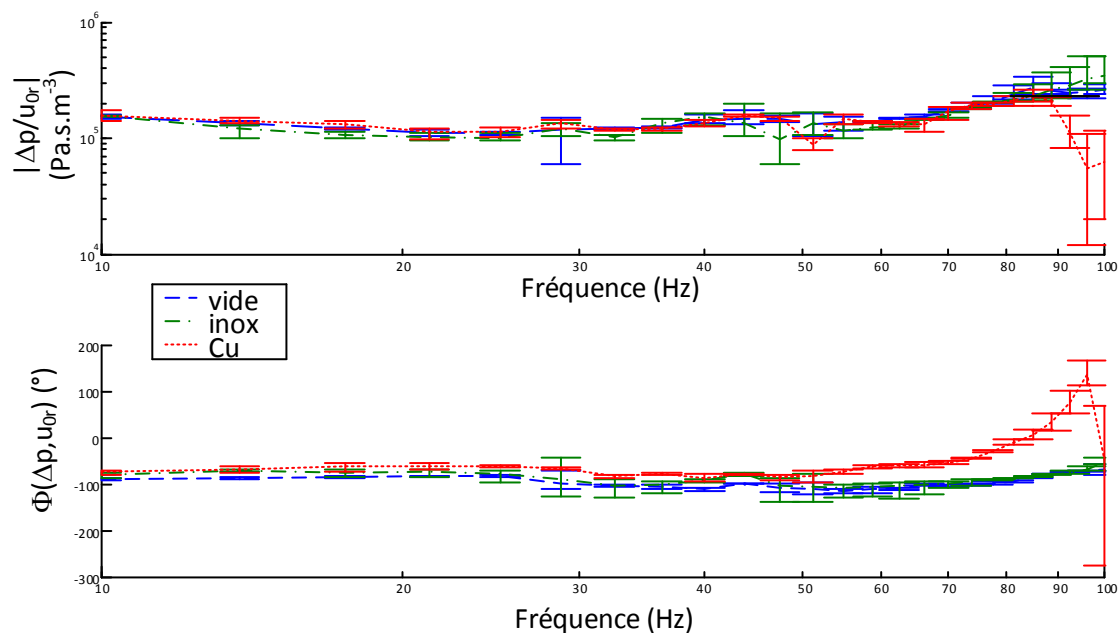


Figure 3.26 - Impédance de différents régénérateurs

Nous avons plusieurs moyens d'expliquer pourquoi nos tests ne sont pas probants. Tout d'abord, nous avons considéré la membrane en silicone comme un piston, c'est-à-dire que le débit volumique est imposé par sa vitesse de déplacement. Or cette membrane possède un soufflet très souple autour de la partie rigide, ce qui pourrait être la source d'une modification du débit volumique et donc de son calcul. De plus, cette partie peut engendrer des perturbations dans le flux ou dans les chambres. Une solution consisterait alors à remplacer cette membrane par un piston sur ce type d'essais, tout en gardant les mêmes régénérateurs. Une approche se basant sur les travaux de Bouvier *et al.* [86] ou de Tanaka *et al.* [87] pourrait être pertinente.

De plus, des corrélations expérimentales issues de la littérature [67], montrent une augmentation des pertes de charge pour la même vitesse de l'air entre les régénérateurs avec les grilles en acier inoxydable et celui fait avec les toiles de cuivres. Ceci est dû à la réduction du diamètre hydraulique et de l'augmentation du nombre de couches. Une comparaison est faite sur

Description du prototype et comparaison modèle/essais

la Figure 3.27 entre ces corrélations et nos résultats expérimentaux. Les barres correspondent à la plage des pertes de charge obtenues expérimentalement, c'est-à-dire en prenant en compte à la fois le balayage en fréquence et les erreurs de mesures. Pour les mesures sans régénérateur (vide), les pertes de charge théoriques sont nulles. Pour le régénérateur réalisé à partir des grilles en acier inoxydable, les corrélations sont comprises dans l'intervalle des mesures. Ce qui n'est pas le cas pour celui constitué des toiles de cuivre. Les mesures sont en deçà des corrélations, et même globalement inférieures aux pertes de charge mesurées pour les grilles en inox. Ce qui est contraire à ce qui est prévu et vérifié dans [67]. Le banc d'essais n'est donc pas en mesure de différencier les types de générateurs testés.

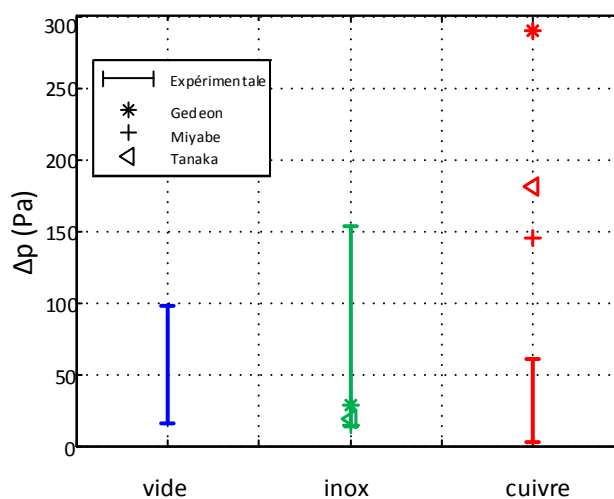


Figure 3.27 - Comparaison des pertes de charge expérimentales avec des corrélations expérimentales issues de [67]

Nous ne sommes donc pas capables de conclure sur cette identification des pertes de charge. Nous n'avons pas essayé d'identifier le coefficient d'échange global h_r au vu de nos résultats avec seulement les pertes de charge.

La modélisation du régénérateur proposée n'a donc pas été incluse dans le modèle global au vu de la faible pertinence des résultats expérimentaux obtenus. Ce travail sur la modélisation du régénérateur constitue ainsi une perspective intéressante pour l'amélioration ultérieure du modèle proposé.

Chapitre 4

Vers un moteur Stirling optimisé pour la valorisation d'énergie thermique

Sommaire

4.1 Étude des paramètres pertinents	94
4.1.1 Étude comparative des pertes	95
4.1.2 Étude de sensibilité	100
4.2 Perspectives d'optimisation	106

Dans les chapitres précédents, nous avons développé un modèle de générateur Stirling, et décrit la manière dont il a été comparé à des essais expérimentaux afin de valider sa capacité à décrire un système réel. Les résultats montrent des différences notables entre les expériences et les simulations, cependant, malgré cela, nous le considérons comme suffisamment représentatif pour déterminer des axes d'optimisation. Il peut alors servir comme outil de pré-dimensionnement, permettant de déterminer le domaine de conception pour lequel, dans un second temps, des modèles plus précis, comme des modèles par éléments ou volumes finis de type CFD, pourront être mis en œuvre afin de dimensionner plus finement les composants.

Dans ce chapitre, nous présenterons l'exploitation du modèle électrique équivalent pour étudier l'influence de paramètres pertinents. Le choix des paramètres s'inscrit dans notre logique de simplicité dans la réalisation du générateur. Par conséquent, l'étude se fera par rapport à la pressurisation, ainsi que d'un point de vue géométrique avec les volumes morts des chambres et la masse des bras oscillants, lesquels sont étudiés dans la littérature [88]–[90]. A cela vient s'ajouter un point de vue thermique avec l'isolation entre les côté froid et chaud. Et enfin, nous étudierons également le générateur électromagnétique pour lequel l'influence de la résistance de charge ainsi que du coefficient électromagnétique sera étudié. Nous dresserons également un bilan des différentes pertes. Suite à ces études, des pistes d'optimisation seront proposées afin d'augmenter les performances du générateur.

4.1 Étude des paramètres pertinents

Comme fait dans des travaux précédents [91], afin de pré-dimensionner le moteur, nous utilisons le modèle pour comparer les diverses pertes présentes dans celui-ci. Cela nous permettra d'identifier les dissipations prépondérantes et donc de dégager des pistes d'amélioration pour la construction d'un futur moteur.

Suite à cette étude, nous nous intéresserons à l'influence de paramètres importants pour un générateur Stirling à pistons libres : la pression, les volumes morts des chambres froide et chaude (V_h et V_c), la masse du bras oscillant $m + m_t$ (comprenant le générateur), la résistance de conduction (R_{cond}) entre les deux chambres et le couple résistance de charge du générateur r_c et coefficient électromagnétique β .

4.1.1 Etude comparative des pertes

Dans le but de comparer les différentes pertes identifiées dans le moteur, une simulation est effectuée. Les valeurs des paramètres sont choisies suite à une première étude de sensibilité, qui ne prenait pas en compte la conversion électromagnétique. Pour cette étude des sources de dissipation, la conversion d'énergie est simplement représentée par une charge supplémentaire sur la partie mécanique. Cela revient à ajouter une résistance représentant l'amortissement dû au transducteur. Ainsi nous pouvons comparer les pertes indépendamment de celles du convertisseur qui devront être étudiées dans un second temps. L'étude est ainsi réalisée sur un moteur avec un volume mort de 50 cm³ dans chaque chambre, une masse oscillante de 1,2 kg et une résistance de conduction doublée par rapport à celle présente sur le moteur actuel. Les résultats obtenus sont présentés sur le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 - Résultats de simulation pour le moteur optimisé

Variable	Valeur	Unité	Variable	Valeur	Unité	Description
T_h	473,15	K	P_{ex}	32,5	W	Puissance de détente
T_e	401,55	K	P_{co}	26,6	W	Puissance de compression
T_k	308,26	K	P_u	5,9	W	Puissance mécanique utile
T_c	293,15	K	P_{elec}	0,6	W	Puissance électrique
p	1,01	bar	P_m	4,0	W	Pertes mécaniques
amp	10,02	mm	P_{hyst}	1,27	W	Pertes par hystérésis (R_{hyst})
f	19,11	Hz	P_e	1,73	W	Pertes dans l'échangeur chaud (R_e)
			P_k	0,305	W	Pertes dans l'échangeur froid (R_k)
			P_r	0,046	W	Pertes dans le régénérateur (R_r)
			\dot{Q}_{cond}	5,23	W	Flux thermique de conduction (R_{cond})
			\dot{W}_p	4.6	W	Puissance mécanique fournie
			\dot{Q}_h	34.5	W	Puissance thermique récupérée par le gaz chaud
			\dot{Q}_c	29.9	W	Puissance thermique rendue par le gaz froid

Afin de dissocier et d'analyser les performances « internes » et « externes » d'une phase du moteur Stirling, nous considérons celle-ci comme deux systèmes imbriqués : le premier est le gaz de travail qui est inclus dans le second, système complet, incluant le couplage aux sources.

Le « système gaz » comprend les chambres chaude et froide, ainsi que les échangeurs et le régénérateur. Les dissipations présentes sont les pertes dues à la viscosité de l'air dans les deux échangeurs et dans le régénérateur engendrant des pertes de charge, mais également les pertes par hystérésis. Le système complet comprend les dissipations, déjà présentées, plus les pertes externes, c'est-à-dire : l'amortissement mécanique, les transferts de chaleur entre les sources et le gaz et enfin le flux thermique par conduction entre les chambres chaude et froide.

Pour chacun des deux systèmes, une analyse énergétique et exergetique est effectuée. L'analyse énergétique permet de caractériser les flux d'énergies alors que l'analyse exergetique permet d'étudier les flux d'énergie disponibles à la conversion en fonction de leur niveau de température [92].

4.1.1.1 Analyse énergétique

La conservation de l'énergie du système gaz est établie à partir de l'analogie électrique présentée dans le chapitre 3. L'hypothèse de transformations isothermes d'un gaz parfait dans les chambres utilisées pour la construction du modèle impose que les puissances mécaniques de compression et de détente soient égales aux flux thermiques reçus par les échangeurs. Ainsi la puissance thermique récupérée par le gaz chaud est égale à la puissance de détente plus les pertes internes au moteur :

$$\dot{Q}_h = P_e + P_r + P_k + P_{ex} = P_e + P_r + P_k + P_{hyst} + P_{co} + \dot{W}_p \quad (4.1)$$

De même, la puissance thermique rendue à le puits froid est :

$$\dot{Q}_c = P_e + P_r + P_k + P_{hyst} + P_{co} \quad (4.2)$$

Cette description est en accord avec la première loi de la thermodynamique appliquée à un moteur ditherme : $\dot{W}_p = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c$. Le diagramme de Sankey est donné sur la Figure 4.1. Pour une meilleure lisibilité, la largeur des flèches n'est pas strictement proportionnelle aux puissances qu'elles représentent, mais l'ordre est évidemment respecté.

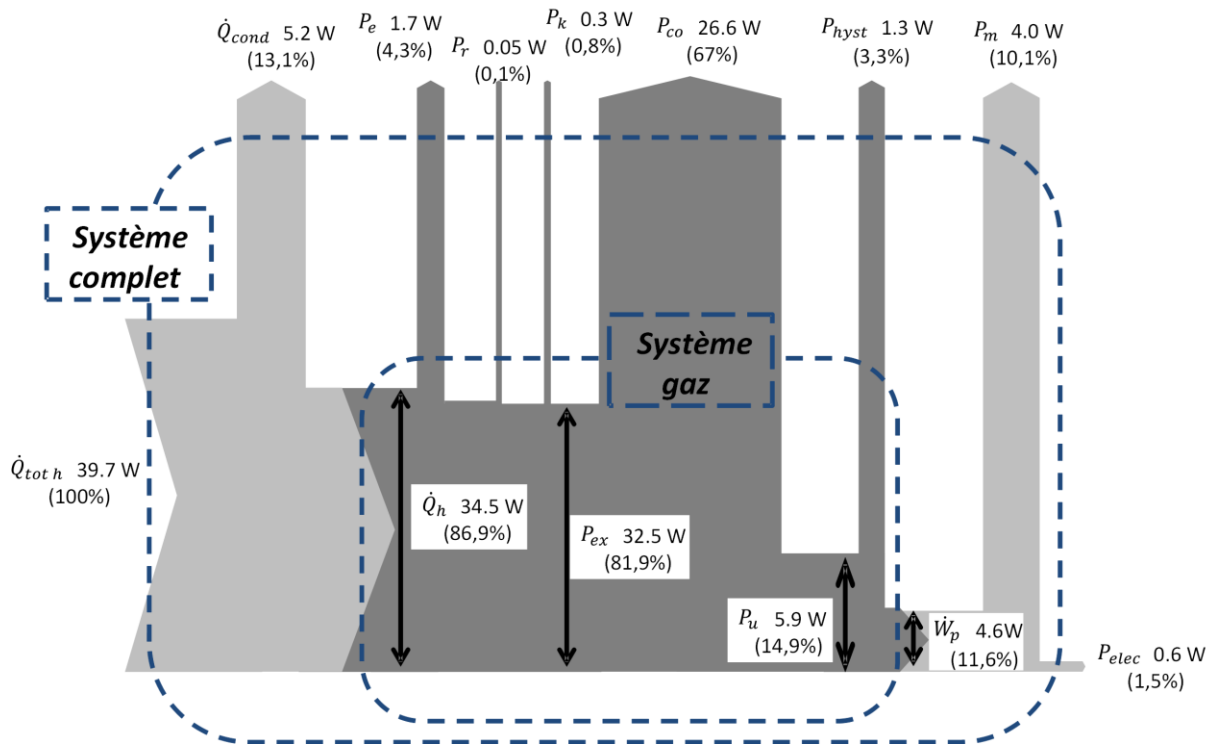


Figure 4.1 - Diagramme de Sankey pour le moteur Stirling

Le rendement du système gaz est défini comme étant la puissance utile de sortie, ici la puissance mécanique disponible \dot{W}_p , par rapport à l'énergie d'entrée, ici le flux thermique \dot{Q}_h . Nous obtenons donc $\eta_{gaz} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_h} = 13,3 \%$. Avec les niveaux de température extrêmes du gaz (T_e et T_k), le rendement de Carnot est de $\eta^C = 23,2 \%$, ce qui implique une efficacité 2^d principe de $\varepsilon^{2d} = \frac{\eta_{gaz}}{\eta^C} = 57,3\%$. Ce qui est tout à fait convenable pour un moteur avec ces niveaux de température. Les dissipations internes (P_e , P_r , P_k , P_{hyst}) au système gaz (ici, l'air) sont liées à sa compressibilité et aux pertes de charge.

En ce qui concerne le système complet, il faut tenir compte de la quantité totale de chaleur prise à la source, ainsi :

$$\dot{Q}_{h_{tot}} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_{cond} \quad (4.3)$$

De la même manière pour le côté froid, les puissances dissipées sont celles du système gaz auxquelles il faut ajouter les pertes que la membrane engendre (dissipation mécanique extérieure au système gaz), ainsi que le flux de conduction. On a donc :

$$\dot{Q}_{c_{tot}} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cond} + P_m \quad (4.4)$$

Le diagramme de Sankey pour le système complet est donné également sur la Figure 4.1. Le rendement énergétique du système est : $\eta_{global} = \frac{P_{elec}}{\dot{Q}_{h_{tot}}} = 1,5\%$. Avec les niveaux de température des sources (T_h, T_c), le rendement de Carnot est cette fois-ci de 38,1%. Nous avons donc un rendement global nettement inférieur au rendement de Carnot, avec une efficacité 2^d principe de 3,9%. La cause majeure de cette baisse drastique des rendements est le flux thermique par conduction, mais également les échangeurs, qui créent une différence entre les températures des sources et celles des températures du gaz. Et enfin, les pertes dans les membranes apparaissent comme très importantes par rapport à la puissance mécanique disponible puisqu'elles dissipent 87% de la puissance mécanique produite.

4.1.1.2 Analyse exergetique

Il est possible de trouver dans la littérature des analyses exergetiques de moteurs Stirling [93]–[95]. Celles-ci ont pour but de mettre en évidence les principales sources de dissipation.

Considérons dans un premier temps notre système gaz. Le flux exergetique entrant est celui associé au flux de chaleur de la source chaude vers le gaz à la température T_e . Les pertes internes P_e, P_r, P_k et P_{hyst} mènent respectivement aux destructions d'exergies $\dot{E}x_{P_e}^d, \dot{E}x_{P_r}^d, \dot{E}x_{P_k}^d$ et $\dot{E}x_{P_{hyst}}^d$. Le flux exergetique sortant $\dot{E}x_{\dot{Q}_c}$ est associé au flux de chaleur \dot{Q}_c entre le gaz à la température T_k et la source à la température T_c . La température de l'environnement est fixée à $T_0 = T_c$. Enfin, la puissance exergetique mécanique disponible est directement la puissance utile : $\dot{E}x_{\dot{W}_p} = \dot{W}_p$. La Figure 4.2 donne le diagramme de Grassmann qui représente les flux exergetiques mis en jeu dans le modèle.

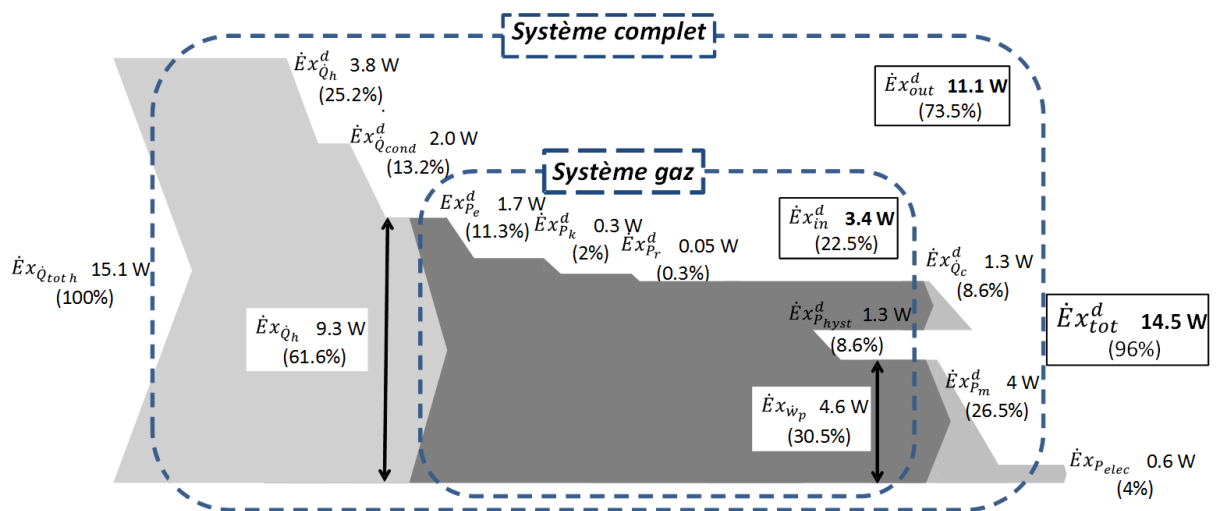


Figure 4.2 - Digramme de Grassmann pour le moteur Stirling

Nous obtenons un rendement exergetique interne de 49,5 %. Lorsque nous prenons pour temperature de reference T_0 , egale a la temperature du gaz froid T_k , le rendement ε^{2d} passe a 57,3 %, ce qui est en accord avec les valeurs trouvees dans la litterature [27], et correspond a l'efficacite second principe calcule precedemment. Mais il faut quand meme souligner que presque la moitie de l'energie disponible est dissipee a cause de la viscosite de l'air (pertes de charges) et des pertes dues a l'irreversibilite de la compression et de la detente.

De la meme maniere que l'analyse energetique, des dissipations supplementaires sont a prendre en compte pour le systeme complet. Le flux de chaleur par conduction engendre une destruction exergetique, ainsi que les transferts de chaleur dans les echangeurs. En effet, pour le cote chaud, la baisse de temperature entre la source et le gaz produit une destruction d'exergie, c'est-a-dire une diminution du potentiel thermique de T_h a T_e . Pour le cote froid, toute l'exergie disponible a la temperature du gaz T_k est totalement detruite en la rejetant a $T_c = T_0$. A cela viennent s'ajouter les pertes mecaniques des membranes. Le resultat est presente sur le diagramme de Grassmann de la Figure 4.2.

Ici, le rendement exergetique tombe a 4%, compare a pres de 50% pour le systeme gaz. Le rendement exergetique correspond bien au rendement second principe du systeme complet calcule lors de l'analyse energetique. Ce resultat souligne l'efficacite mediocre des echangeurs thermiques, surtout pour le cote chaud, avec une destruction de $\dot{E}x_{\dot{Q}_h}^d + \dot{E}x_{\dot{P}_e}^d = 5,5 \text{ W}$ d'exergie, soit 37,8% de l'exergie detruite totale, ce qui fait trois fois et demi plus que pour l'echangeur froid. Nous remarquons egalement qu'une grande partie est detruite par les fuites thermiques par conduction entre les deux chambres, malgre l'isolation consideree ($R_{cond} \times 2$). Et enfin, d'un point de vue mecanique, les membranes representent egalement une grande source de dissipation.

4.1.2 Étude de sensibilité

Nous étudierons ici l'influence de la pressurisation, des volumes morts des chambres chaude et froide, de la masse totale du bras oscillant, de la résistance de conduction et du convertisseur électromécanique : couple résistance de charge r_c et coefficient électromagnétique β .

Ces études sont effectuées avec les mêmes niveaux de température des sources : $T_h = 200\text{ °C}$ et $T_c = 20\text{ °C}$. Il en est de même pour les paramètres identifiés, les coefficients d'échange thermique ($h_e = 10\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ et $h_k = 100\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) et les coefficients de non linéarité des pertes de charge dans les échangeurs ($b'_e = 2,9\text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$ et $b'_k = 2,4\text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$) sont gardés constants. Nous le justifions par le fait que ces valeurs ont été identifiées sur le prototype et dépendent grandement de la conception des échangeurs, ce qui les rend difficilement prévisibles. Cependant, il est évident que plus les pertes de charge seront faibles, plus les performances seront importantes. C'est la même chose pour un coefficient d'échange élevé. Ainsi, l'énergie dissipée sera plus faible et le niveau de température du gaz sera plus proche de celui des sources. À part lors de son étude, la valeur de la résistance de charge du circuit électrique du convertisseur électromagnétique a une valeur constante de $10\ \Omega$.

Lors de cette étude de sensibilité, nous cherchons à augmenter la puissance électrique fournie par le générateur Stirling, afin de déterminer la valeur maximale atteignable dans nos simulations. Ainsi nous pourrions obtenir l'ordre de grandeur de la puissance fournie dans le but de déterminer la marge d'amélioration.

Maximiser la puissance nous paraît plus pertinent dans le cadre de la récupération d'énergie plutôt que le rendement. Il nous paraît plus opportun de nous concentrer sur la quantité d'énergie récupérable plutôt que sur le rendement. Il va de soi que si c'était le paramètre à maximiser, les valeurs de paramètres auraient été différentes, ce qui aurait engendré un point de fonctionnement et un dimensionnement différent de la machine.

4.1.2.1 Pression

En premier vient l'étude du rôle de la pression dans les performances du moteur. D'après Berchowitz [54], en augmentant la pression, nous augmentons la fréquence et l'amplitude des oscillations et ainsi la puissance utile. Cependant, en augmentant la fréquence, nous augmentons aussi les pertes non-linéaires (frottements visqueux dans les échangeurs, hystérésis), et donc

diminuons les performances. Il est donc possible d'obtenir un optimum. La Figure 4.3 montre l'évolution de la puissance, de l'amplitude, de la fréquence, et du rendement en fonction de la pression. La fréquence augmente bien avec la pression. Nous pouvons remarquer que la puissance s'accroît avec la pression jusqu'à 12.7 bar où la puissance électrique est maximale et vaut 2.2 W. Après ce point, les pertes croissent plus vite que la puissance fournie, ainsi celle-ci diminue. Il en est de même pour le rendement, il augmente jusqu'à une valeur de 5% pour une pression de 5.4 bar. Après ce point, il ne fait que diminuer. L'amplitude suit la même logique.

Sur le prototype actuel il n'est pas possible de monter à de telles pressions. En effet, les liaisons mécaniques ne sont guidées qu'avec les poutres et les membranes dans leur mouvement. Cela a pour conséquence un désalignement, et donc une déformation non symétrique des membranes. Cependant la mise sous pression peut être réalisée en enfermant par exemple le moteur dans une enceinte pressurisée, comme proposé par la société « Cool Energy » [96].

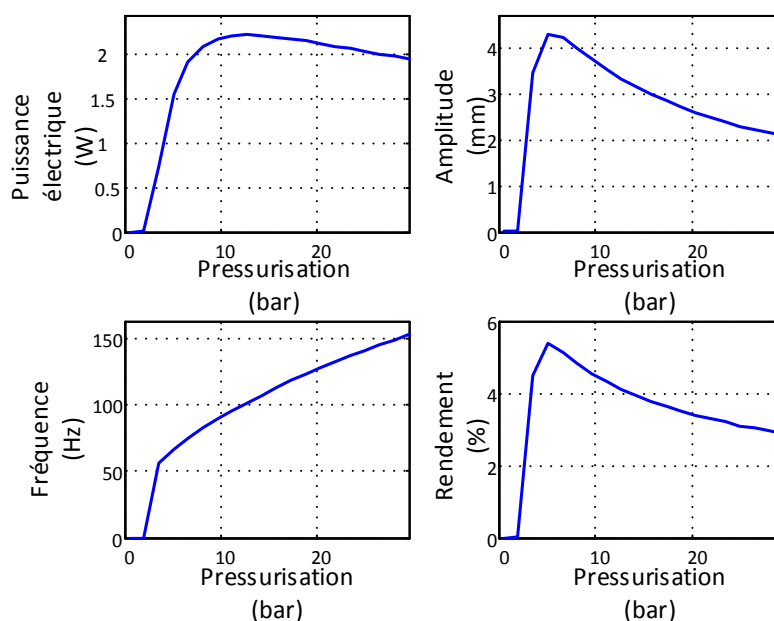


Figure 4.3 - Influence de la pressurisation du moteur sur la performance du moteur Stirling

4.1.2.2 Volumes morts

Il convient également d'étudier l'influence du volume des chambres froide et chaude. Les effets du volume mort des moteurs Stirling à pistons libres est complexe du fait du couplage fort entre la dynamique et la thermodynamique. La modification du volume de gaz change le ressort gazeux formé par celui-ci, et donc la fréquence et l'amplitude d'opération.

Le volume mort est défini comme étant le volume minimum des chambres, il est exprimé de la façon suivante : $V_d = \bar{V}_i - \frac{amp}{2} * A_p$ avec $i = h$ pour le côté chaud et c pour le côté froid, où \bar{V}_i est le volume moyen de la chambre, amp est l'amplitude des oscillations et A_p est la surface en mouvement de la membrane. Nous faisons varier de la même façon les volumes morts de la chambre froide et de la chaude afin de conserver la symétrie de la phase. La plage de variation reste dans des valeurs accessibles d'un point de vue pratique. En s'appuyant sur les résultats précédents, la pressurisation du moteur sera augmentée à 10 bar afin de se placer dans un domaine de conception favorable.

Les résultats sont présentés sur la Figure 4.4. Nous pouvons observer une influence notable dans les performances du moteur. Nous pouvons nous attendre à ce qu'elles augmentent lorsque les volumes morts diminuent, alors qu'il existe des volumes optimaux qui permettent d'obtenir une puissance ou un rendement maximum. Si les pertes par hystérésis du gaz n'étaient pas prises en compte, l'augmentation des performances serait bien présente lors de la diminution des volumes morts. Dans ces travaux Der Minassians a également étudié l'influence des pertes par hystérésis [29]. L'équation (2.25) démontre bien que les pertes par hystérésis du ressort gaz sont inversement proportionnelles au carré des volumes moyens. Ainsi, à partir d'une certaine valeur, diminuer les volumes morts implique une diminution des performances du moteur.

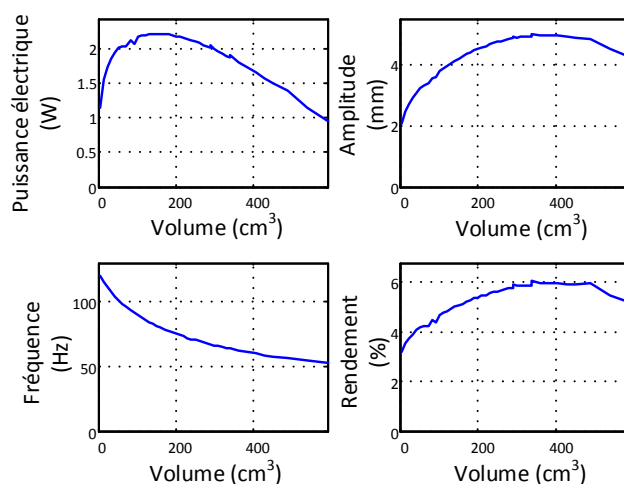


Figure 4.4 - Influence des volumes morts des chambres sur le moteur

Nous pouvons observer ici qu'une puissance maximale de 2,22 W est atteinte pour des volumes morts de 151 cm³, avec un rendement de 5,8%. Celui-ci est maximal pour un volume de 340 cm³, où la puissance diminue pour atteindre 1,92 W.

4.1.2.3 Masse

La masse en mouvement modifie la réponse dynamique du moteur et donc ses performances. Nous limitons les valeurs extrêmes de l'étude proposée ici en fonction des possibilités techniques de notre prototype. Nous avons donc un minimum de 0,1 kg et un maximum de 1 kg. Ces valeurs prennent également en compte la masse de la partie du générateur électromagnétique en mouvement.

L'évolution des performances et des conditions de fonctionnement sont présentées sur la Figure 4.5. Les résultats obtenus sont issus d'une simulation dans laquelle le moteur a une pressurisation de 10 bar et un volume mort de 151 cm³ pour chaque chambre. Ces valeurs proviennent des résultats obtenus précédemment afin d'augmenter la puissance du moteur.

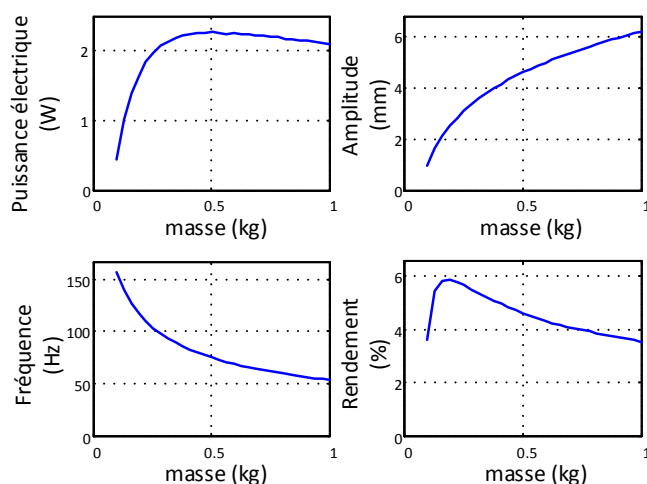


Figure 4.5 - Influence de la masse en mouvement sur le moteur

Etudier la masse de la partie oscillante revient à s'intéresser à l'inertie des parties mécaniques mobiles. Celles-ci sont responsables de la compression et de la détente du gaz. Or, plus l'inertie est grande et plus les énergies de compression et de détentes sont importantes. A contrario, la vitesse diminue, et donc la puissance. Ainsi, il existe un compromis entre ces deux grandeurs afin de maximiser la puissance.

Nous pouvons voir qu'un maximum de puissance de 2,27 W est atteint pour une masse de 503 g, avec un rendement de 4,6%. Le rendement maximum s'élève à 5,86% pour une masse de 193 g et une puissance de 1,6 W. L'amplitude est croissante avec la masse, elle varie de 0,97 mm à 6,2 mm, alors que la fréquence de fonctionnement est décroissante de 156,8 à 53,2 Hz.

4.1.2.4 Résistance de conduction

D'un point de vue thermique, nous allons nous intéresser à la résistance de conduction entre les côtés froid et chaud d'une phase du moteur, dont l'impact important a été mis en évidence lors de l'étude des pertes précédente. Il paraît évident qu'avec une isolation parfaite, le moteur sera plus efficace et qu'au contraire, avec une très faible isolation, celui-ci sera très peu efficace avec une trop grande quantité de chaleur ne faisant que le traverser sans être utile à son fonctionnement. La plage de variation est choisie afin de montrer des variations significatives des performances du moteur.

Les résultats sont présentés sur la Figure 4.6. Nous observons bien une augmentation de la puissance et du rendement avec l'augmentation de la résistance de conduction. Elle n'a pas d'effet notable sur la fréquence de fonctionnement qui reste stable à 74,8 Hz quelle que soit la valeur de la résistance. Au-delà de 40 K/W, ce qui représente le double de la résistance thermique actuelle, les performances ne sont plus grandement améliorées.

Par contre, nous montrons l'importance de cette résistance thermique. En effet, en dessous d'une certaine valeur, ici vers 10 K/W, la puissance et le rendement chutent rapidement jusqu'à l'arrêt du moteur. Son importance dans le rendement de la machine est discutée dans la section 4.1.1.

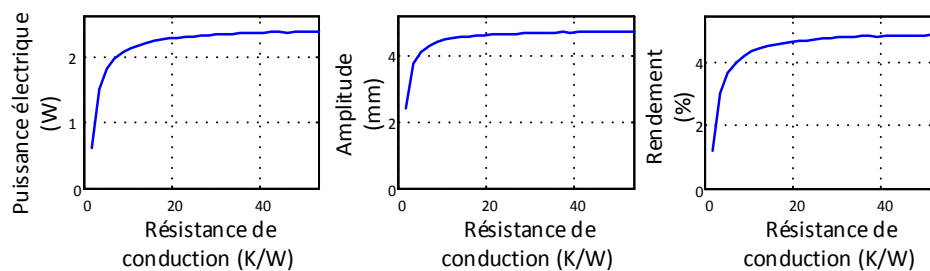


Figure 4.6 - Influence de l'isolation sur les performances du moteur

4.1.2.5 Coefficient électromagnétique et résistance de charge

Enfin, un couple de paramètre a un rôle primordial dans la capacité qu'aura le système à convertir de l'énergie mécanique en énergie électrique : le coefficient électromagnétique β et la résistance de charge du générateur électromagnétique r_c . Pour cette étude, nous avons choisi de prendre en compte les résultats obtenus précédemment. C'est ainsi que la pression est augmentée à 10 bar, les volumes morts à 151 cm³, la masse est fixée à 503 g et l'isolation thermique est de 40 K/W. Les valeurs de la résistance de charge r_c mais également le coefficient électromagnétique

β seront modifiés. Le maximum de cette valeur est limité à 4 fois la valeur issue de la littérature [77]. Elle s'étend ainsi de 9,6 à 38 N/A.

La Figure 4.7 présente les influences qu'ont la résistance de charge et le coefficient électromagnétique sur la puissance électrique récupérée et le rendement global de la phase étudiée. Pour chaque valeur de β , une valeur de résistance permet d'obtenir soit une puissance soit un rendement optimal. Comme attendu, ces deux paramètres n'ont pas d'effet sur la fréquence du moteur. Elle reste stable à 56,5 Hz.

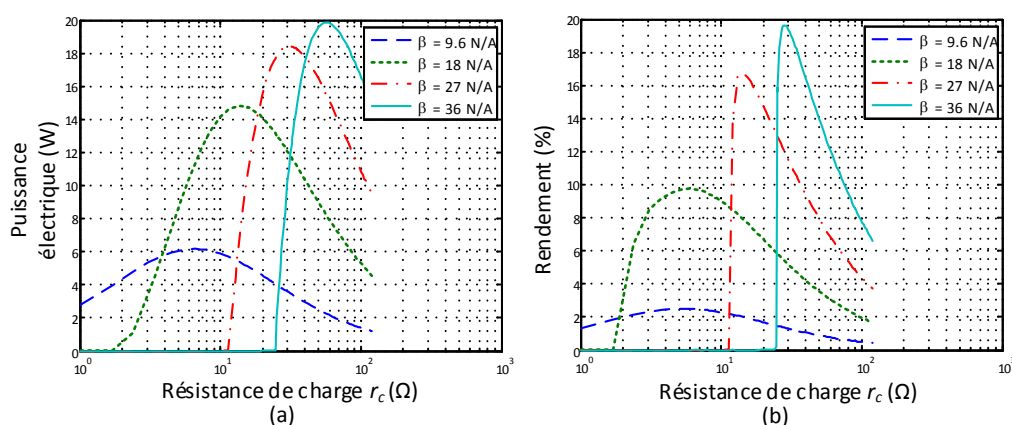


Figure 4.7 - Influence du coefficient électromagnétique et de la résistance de charge sur le moteur

Afin de déterminer le meilleur compromis entre le maximum de puissance et de rendement, nous avons construit la Figure 4.8. Elle représente le rendement en fonction de la puissance pour les différentes valeurs de β et r_c . Il apparaît que le coefficient électromagnétique doit être maximisé, alors que la résistance de charge optimale est dépendante de β . Ici, le choix de la puissance maximale est fait, il est celui représenté par le point rouge sur la Figure 4.8, c'est-à-dire $\beta = 36$ N/A et $r_c = 56,9$ Ω . Nous obtenons ainsi une puissance électrique de 19,9 W par phase et un rendement de 12.6%. En termes de paramètres physiques, cela impliquerait une oscillation de 8,3 mm, et des températures internes de $T_e = 171,5$ $^{\circ}\text{C}$ et $T_k = 41,9$ $^{\circ}\text{C}$. Notons qu'avec cette étude, la puissance a été augmentée de 2,2 W jusqu'à 19,9 W, soit une multiplication par 9. Le potentiel d'optimisation est donc considérable.

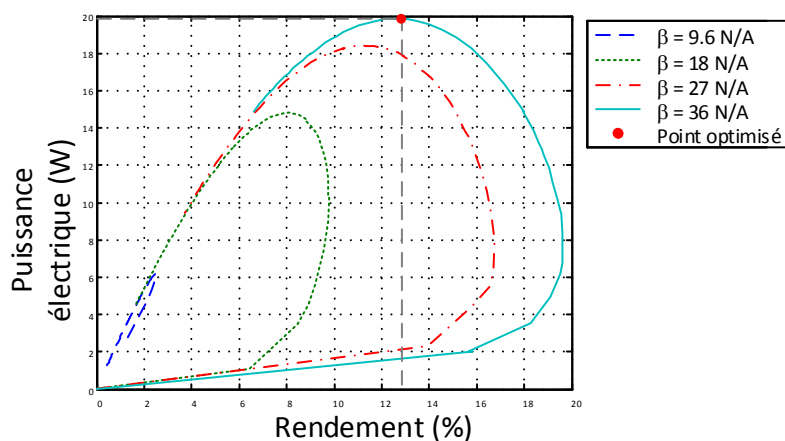


Figure 4.8 - Puissance en fonction du rendement pour différentes valeurs de résistance de charge r_c et de coefficient électromagnétique β

4.2 Perspectives d'optimisation

D'un point de vue théorique, les performances idéales d'un moteur Stirling dépendent de la différence de température, de la pression, du type de gaz et du taux de compression (cf. équation (1.16)).

Ici, la différence de température est fixée par le cadre de nos travaux. Afin de limiter les coûts de production et de maintenance, le gaz utilisé est l'air. Nous pouvons jouer théoriquement sur la pression et le taux de compression afin d'augmenter la puissance maximale théorique. Cependant, l'équation 1.3 est obtenue lorsqu'aucune perte n'est présente. Celles-ci dépendent des conditions de fonctionnement.

Une dissipation importante est celle produite par l'effet d'hystérésis lors de la compression et de la détente du gaz. Elle représente une dissipation de 22% de l'énergie mécanique utile lors de la simulation effectuée dans la section précédente. L'expression (2.25) montre qu'elle dépend des températures, de la pression moyenne, de la fréquence, des dimensions des chambres et du volume balayé [39]. Ce dernier est dépendant du déphasage entre les deux pistons. Un moyen de diminuer ces pertes par hystérésis est de multiplier les phases, comme l'a fait Der Minassians [49] dans ses travaux. En passant d'un déphasage de 120° (trois phases) à 60° (6 phases), son moteur a démarré. Cette augmentation de phase diminue les performances de chaque moteur, mais également les pertes. Celles-ci diminuant plus que les performances, le moteur gagne en puissance utile.

L'isolation entre le côté chaud et le froid est insuffisante pour limiter les pertes par conduction. Dans la simulation effectuée dans la section précédente, 13,2% du flux exergétique

est détruit à cause de ce phénomène, alors que cette résistance a été doublée par rapport à celle du prototype. Sur le prototype actuel, l'isolation est assurée par le joint torique en caoutchouc, l'anneau en PVC et les toiles de cuivre. D'autres matériaux pourraient être utilisés pour le régénérateur afin d'augmenter cette résistance thermique. Une autre solution serait également de modifier la disposition du régénérateur. C'est-à-dire de le scinder en deux parties, afin d'avoir une épaisseur d'air au centre qui ferait office d'isolation. Cependant, cette solution augmenterait le volume interne de la machine et cette solution devra être validée en simulation pour en évaluer le gain.

Nous avons pu voir dans les analyses énergétiques et exergetiques que les pertes de charge dans les échangeurs n'étaient pas le principal facteur de dissipation. Par contre, la destruction d'exergie est importante à cause de la différence entre la température du gaz chaud par rapport à la source chaude, et il en est de même pour le côté froid. Cette perte représente 25,2% du flux exergetique entrant rien que pour l'échangeur chaud. Il est nécessaire de faire en sorte d'avoir une conductivité thermique élevée, tout en limitant les pertes visqueuses. Comme indiqué dans le chapitre 3, il faut maximiser la surface d'échange pour maximiser les échanges thermiques avec le gaz, mais également la limiter pour ne pas que les pertes de charge deviennent trop importantes. Dans le modèle, les résistances thermiques globales des échangeurs sont définies par une loi de Newton, mais, pour être plus précis, elles comprennent une résistance de contact entre le moyen de chauffage (ou de refroidissement), une résistance de conduction dans l'anneau en aluminium, une résistance de contact entre l'anneau et les grilles, une résistance de conduction dans la grille et enfin une résistance de convection entre les grilles et le gaz. Chacune de ces résistances doit être minimale. Ainsi la réalisation des échangeurs pourrait être modifiée : plus l'épaisseur de l'anneau en aluminium montré sur la Figure 3.2 sera fine, plus la résistance sera faible. Les résistances de contact sont difficiles à réduire, cependant un échangeur monobloc les supprimerait. Il pourrait être réalisé en un matériau plus conducteur que l'acier inoxydable comme le cuivre ou l'aluminium.

La membrane est un composant qui nécessite une amélioration. Lors de l'étude énergétique, il est apparu qu'elle dissipait 4W sur les 4,6 W disponibles, soit 87% de la puissance du piston. La mesure d'amortissement a été faite sur une membrane en silicone de 3 mm d'épaisseur. Nous pouvons supposer que cet amortissement diminue avec l'épaisseur de la membrane. De plus, si une pressurisation du moteur est mise en œuvre (possiblement réalisée grâce à une enceinte autour du moteur), cette membrane ne sera pas soumise à la différence de pression totale mais seulement à une fraction de celle-ci. Ainsi, son épaisseur pourra être réduite sans que cela ne devienne un risque de rupture mécanique.

Vers un moteur Stirling optimisé pour la valorisation d'énergie thermique

Nous avons démontré qu'en faisant varier des paramètres du modèle comme la pression, les volumes morts, la résistance de conduction, le coefficient électromagnétique et la résistance de charge, nous sommes capables de maximiser la puissance ou le rendement. L'étude réalisée nous donne ainsi des pistes pour optimiser le moteur. D'un point de vue numérique, nous arrivons à un moteur optimisé d'une puissance totale de 52,2W avec un rendement de 16,5%. Nous avons considérablement augmenté la puissance délivrée tout en ajoutant l'étage de conversion électromagnétique. Le fort couplage qui existe entre ces composants montre l'intérêt de développer un modèle théorique comprenant toutes les physiques mises en jeu. Ces valeurs ne sont effectivement que des résultats de simulations, mais ils nous permettent de définir des pistes et les ordres de grandeur des améliorations possibles.

Après ces études, il est évident que la marge de progression est immense et incite à des études plus précises, ou même à la réalisation d'un nouveau prototype optimisé.

Chapitre 5

Conclusion et perspectives

Sommaire

5.1 Conclusion	110
5.2 Perspectives	111
5.2.1 Développement et validation expérimentale du modèle	111
5.2.2 Prototype	113

5.1 Conclusion

L'industrie utilise une grande quantité d'énergie thermique, qui se trouve ensuite en partie dissipée et perdue dans l'atmosphère. La majeure partie de cette chaleur est à basse température ($<200\text{ °C}$), ce qui implique la mise en place de systèmes spécifiques afin de pouvoir la valoriser. Parmi les différentes technologies de récupération d'énergie thermique, nous avons fait le choix du moteur Stirling, avec une architecture particulière. En effet, de notre point de vue, le moteur multiphasé à pistons libres double action paraît être une bonne solution pour ce genre d'application, au vu de ses avantages de rendement théorique élevé, de sa simplicité de mise en œuvre et de sa fiabilité, en plus d'un faible coût.

Un modèle théorique a donc été proposé et décrit. Il est construit à partir de deux sous-modèles. Un premier qui est basé sur une analogie électrique où la pression est représentée par la tension, et le débit volumique par le courant. Il permet d'obtenir les variations rapides des grandeurs comme les pressions et les débits volumiques. Ce modèle permet d'intégrer le gaz, la dynamique des parties mécaniques et le convertisseur électromagnétique sur le même support : un circuit électrique équivalent. Un second modèle, également basé sur une analogie électrique, a été proposé, mais cette fois avec les températures dans le rôle de la tension, et les flux thermiques dans celui de l'intensité. Ce dernier modèle permet de prendre en compte les échanges de chaleurs externes et internes au moteur. Il permet d'obtenir les variations lentes du moteur, c'est-à-dire les températures et les pressions moyennes. Grâce à cette modélisation, nous obtenons la réponse temporelle du moteur, de même que ses performances, et il est ainsi possible de caractériser les sources de dissipation.

Un prototype a été réalisé selon une conception simple et robuste. Il a également été pensé de façon à pouvoir être facilement modifiable afin de réaliser différents tests. Nous avons implanté une instrumentation complète sur le moteur dans le but de mesurer les températures, les pressions et les déplacements. Grâce à ce prototype, le modèle a pu être enrichi de paramètres difficilement calculables de façon analytique, tels que l'amortissement mécanique et les pertes de charge.

Afin de vérifier la capacité du modèle à prédire les performances du moteur, une comparaison entre des essais et le modèle a été réalisée. Celle-ci met en évidence un certain écart, ces erreurs sont acceptables compte tenu des hypothèses simplificatrices émises lors de la construction du modèle, une des hypothèses les plus importantes étant que le régénérateur soit parfait. Un modèle plus avancé intégrant les imperfections du régénérateur a donc été développé. Un banc de test a été mis en place pour identifier les paramètres de ce modèle. Malheureusement, les tests effectués ne nous ont pas encore permis de les mettre en évidence et de les calculer. Des

Conclusion et perspectives

travaux supplémentaires devront être menés pour améliorer le banc de test afin d'être capable d'identifier les paramètres pertinents.

Afin de comparer entre elles les pertes présentes dans le moteur, une analyse énergétique et exergétique a été menée grâce au modèle proposé. Elle permet de mettre en évidence l'aspect critique des échangeurs. La conduction entre les échangeurs chauds et froids joue également un rôle important car malgré une bonne isolation, les pertes restent importantes. Les pertes mécaniques sont également non négligeables comparées aux autres. La membrane en silicone est la principale cause. Nous imaginons donc diminuer son épaisseur afin de limiter ses pertes internes.

Dans le but d'effectuer le pré-dimensionnement d'une éventuelle future machine, une étude de sensibilité à certains paramètres clés a été effectuée. Ainsi, nous avons évalué les tendances des performances en fonction de la pressurisation du moteur, de ses volumes morts, de sa masse oscillante, de son isolation entre le côté froid et le chaud, de son coefficient électromagnétique et de sa résistance électrique de charge. Il en ressort que des performances maximales peuvent être atteintes pour des valeurs de pression, de volumes morts, de masse et de résistance de charge. Les performances sont croissantes en ce qui concerne l'isolation et le coefficient électromagnétique. Finalement, grâce à ces simulations, nous trouvons que le générateur Stirling peut fournir une puissance électrique de près de 60 W pour 3 phases, avec un rendement de presque 17%.

Nous avons donc un modèle et un prototype ouvrant le champ à de nombreuses études. Un travail de pré-dimensionnement a été effectué pour une machine future grâce au modèle proposé. Cependant, des travaux complémentaires doivent être menés afin d'améliorer le modèle, le prototype et l'instrumentation de celui-ci mais surtout le banc de test du régénérateur.

5.2 Perspectives

5.2.1 Développement et validation expérimentale du modèle

Le modèle proposé peut évidemment être amélioré. Deux axes de travail sont possibles : le point de vue théorique et celui expérimental afin de mesurer plus précisément les grandeurs pertinentes. Le modèle théorique peut être enrichi dans un premier temps des corrélations disponibles dans la littérature. Pour le moment, les coefficients d'échanges des échangeurs (h_e et h_k) sont considérés comme constants alors que des corrélations avec le nombre de Reynolds sont disponibles dans la littérature [43], [67], [81], [87]. Cette intégration semble simple à mettre en place lors de la résolution numérique itérative du modèle complet, mais aura pour conséquence une augmentation du temps de calcul.

Conclusion et perspectives

Cette même logique peut servir de base d'approche en ce qui concerne la détermination des paramètres clefs du modèle du régénérateur développé dans un second temps. Les corrélations de la littérature peuvent être intégrées dans leur calcul. Cela permettra de comparer à nouveau le modèle complet avec des essais.

Le modèle développé a permis d'effectuer une analyse énergétique et exergetique sur un cycle. Nous nous intéressons aux flux globaux présents. Pour être plus précis, une analyse exergetique temporelle fera l'objet de travaux futurs. Cet approfondissement a pour but de déterminer les dissipations principales dans chaque composant en fonction du temps. Nous nous attendons à observer les destructions exergetiques lors des différentes phases, ce qui nous indiquerait à quel moment les pertes sont les plus importantes. En fonction des résultats, des améliorations pourront être envisagées afin de limiter ces pertes et ainsi augmenter les performances du moteur.

En parallèle, une détermination expérimentale des grandeurs nécessaires peut être menée. Le banc de test mis en place initialement n'est pas capable de mesurer les grandeurs nécessaires à la simulation : pertes de charge et coefficient d'échange thermique. Des modifications devraient être apportées afin d'être en mesure de déterminer précisément les grandeurs à identifier. Nous pourrions nous inspirer des bancs existants décrits dans la littérature [43], [72], [81], [87], [97], [98].

Dans un premier temps, l'utilisation de pistons classiques pourrait permettre de s'affranchir des perturbations que la membrane peut apporter par sa souplesse sur les soufflets. Ensuite, la mesure de pression se fait sur une partie mobile, ce qui peut engendrer des erreurs de mesures dues aux vibrations. Nous pourrions mettre en place une instrumentation alternative afin de mesurer la pression en entrée et sortie de régénérateur, ou encore de mesurer directement la différence de pression comme indiqué sur la Figure 5.1. Les inconvénients de cette solution seraient une perturbation du flux d'air. En effet, des pertes de charge supplémentaires apparaîtraient, et il faudrait les mesurer en amont.

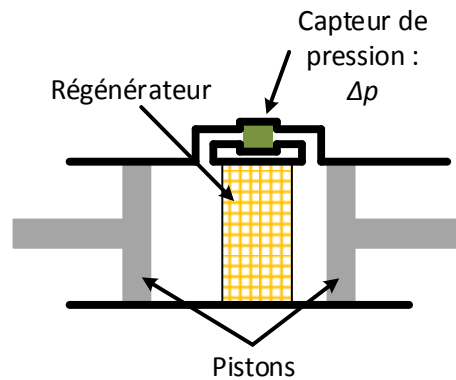


Figure 5.1 - Schéma du banc d'essais modifié de caractérisation du régénérateur

Ce banc permettrait également de caractériser les échangeurs. En effet, la partie non linéaire des résistances R_e et R_k du modèle est identifiée lors d'une comparaison entre le modèle et un essai. Avec un banc adapté, nous pourrions les mesurer expérimentalement et ainsi se rapprocher des conditions réelles.

5.2.2 Prototype

Au niveau du prototype des améliorations sont envisageables. Tout d'abord, nous avons dimensionné le convertisseur électromagnétique à partir de la littérature [77] et de notre analyse de sensibilité. Il reste donc à mener la phase de réalisation et d'intégration de ce convertisseur sur le prototype.

De plus, comme le montre Gheith dans ses travaux [47], une isolation extérieure de l'échangeur chaud du moteur améliore ses performances. Une augmentation de 7,7% est obtenue sur la puissance globale, et de 7,9% sur le rendement, ce qui prouve l'intérêt particulier qu'il y a à porter sur ce choix. De plus, elle peut être facilement mise en œuvre avec des technologies d'isolation simples mais efficaces, comme de la laine isolante ou de la mousse polyuréthane.

Le principal souci est l'impossibilité de mettre le moteur sous pression, alors que nous avons vu que les performances s'amélioreraient grandement lorsqu'une pressurisation était effective. Nous subissons là l'inconvénient du choix technique de fixer les parties oscillantes seulement avec des poutres. Cette simplicité de mise en œuvre s'avère être au détriment de la tenue mécanique. Un guidage pourrait être intéressant. Celui-ci ajouterait des pertes par frottements, mais une pressurisation serait possible, ce qui globalement améliorerait la puissance et le rendement. Une solution alternative serait la mise sous pression d'une enceinte étanche dans laquelle serait inséré le moteur. De cette façon, la conception resterait inchangée. Cependant, l'accessibilité serait réduite, ce qui ajouterait de la complexité aux campagnes d'études. À cela, viendrait s'ajouter la

Conclusion et perspectives

complexité supplémentaire de la connexion thermique aux sources. Effectivement, l'apport de chaleur et le refroidissement devrait être modifié afin de pouvoir traverser cette enceinte sans pertes qui atténueraient son efficacité.

De plus, nous avons ajouté différentes idées de réalisation de moteurs Stirling. Des solutions sont envisageables en prenant en compte les principales contraintes, à savoir : la pressurisation, l'isolation thermique efficace entre le côté froid et le chaud et la limitation des pertes mécaniques (dans les membranes principalement). La Figure 5.2 illustre une conception possible. Le concept présente un moteur avec 3 phases où les parties mécaniques et le convertisseur sont intégrés directement au moteur. Les échanges de chaleur s'effectuent aux extrémités grâce aux plaques, représentées en bleu et rouge. Elles pourront être réalisées dans un matériau avec une bonne conductivité thermique, du cuivre par exemple. Des ailettes peuvent être ajoutées dans les chambres afin d'augmenter la surface d'échange. Leur disposition devra permettre de guider le flux d'air vers le régénérateur. Sur la figure, celui-ci n'est représenté que par une conduite vide, mais un grillage identique à ce qui a été fait précédemment devra y être introduit. Dans cette conception, la transmission mécanique n'est plus assurée par un bras coudé soutenu par des poutres, mais directement par un plot creux qui accueillerait le transducteur. Celui-ci serait directement intégré aux pistons. L'utilisation des membranes serait encore pertinente, en pressurant également le volume entre celles-ci. La partie entre les deux échangeurs (coloriée en orange) devra avoir des propriétés d'isolation thermique importantes. Deux moyens peuvent être mis en œuvre : réduire au minimum la section en amincissant les parois, et utiliser un matériau suffisamment isolant, comme du composite par exemple.

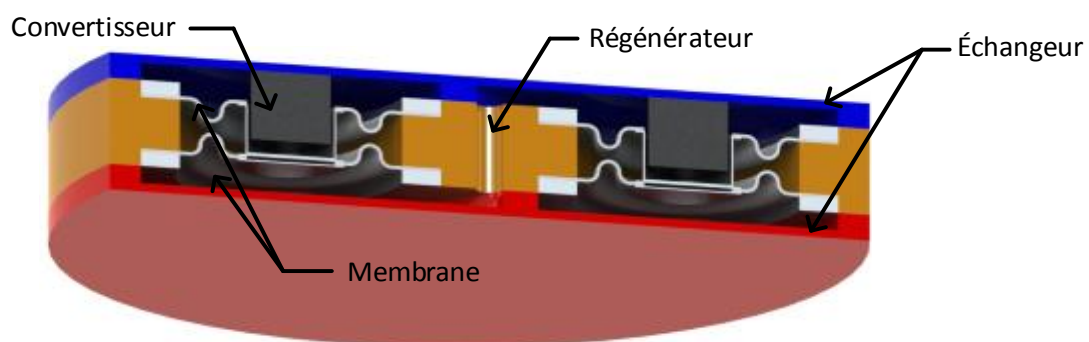


Figure 5.2 - Concept de moteur Stirling avec pistons internes

Une autre idée de solution technique est présentée sur la Figure 5.3. Une architecture globale est présentée en (a) et le détail d'une phase en (b) à l'aide d'une coupe. Chaque phase se compose évidemment de deux échangeurs, d'un régénérateur et d'un piston avec la liaison mécanique. Les

Conclusion et perspectives

pistons sont réalisés avec des membranes, assez rigides pour également jouer le rôle de ressort. Les phases sont reliées les unes aux autres par un bras rigide, qui oscille en pivotant autour de l'axe matérialisé sur la Figure 5.3a, au lieu de translater. Ceci permet de réaliser un guidage simple et efficace, ce qui autorisera une mise sous pression du moteur.

Les échangeurs reprennent l'idée du prototype actuel, mais ici il est constitué d'un unique bloc afin d'éliminer les résistances thermiques de contact. Il s'agit d'un cylindre conçu dans un matériau conducteur thermiquement avec un ensemble de canaux permettant les échanges thermiques avec le gaz, comme illustré sur la Figure 5.3a. Le chauffage et le refroidissement pourront être similaires à ce qui a été mis en place sur le prototype actuel. Le régénérateur est dans le cylindre central et pourra être fait de la même manière que sur le prototype actuel, c'est-à-dire avec un empilement de grilles ou de toiles. Il est représenté avec un diamètre extérieur plus petit pour les échangeurs afin d'augmenter la vitesse du gaz, pour finalement augmenter le coefficient d'échange thermique.

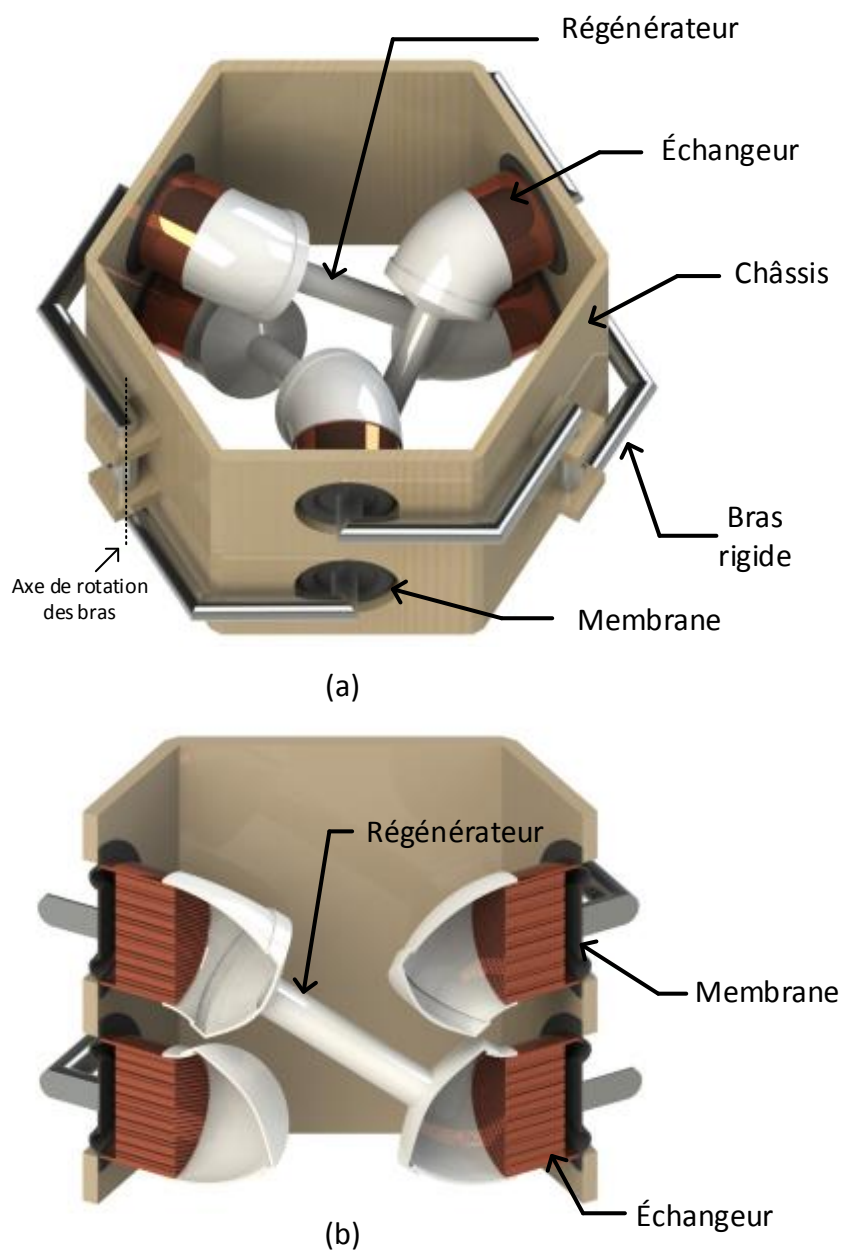


Figure 5.3 - Idée de moteur Stirling triphasé : (a) vue globale, (b) vue en coupe

Le mouvement résultant étant une rotation, la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique sera simplifiée et améliorée avec la technologie du générateur électromagnétique. Les rendements des générateurs rotatif étant nettement supérieurs car la technologie est mieux connue que les alternateurs linéaires.

Ces propositions ne sont qu'à l'état de concept, un travail de dimensionnement, de choix technologiques et de matériaux reste encore à faire. Le modèle développé dans ce travail peut être

Conclusion et perspectives

utilisé pour le pré-dimensionnement rapide et simple, permettant de déterminer les valeurs des grandeurs importantes et de proposer par conséquent une conception plus élaborée intégrant ces contraintes.

Bibliographie

- [1] “World Energy Consumption: Map, Figures by Region | Enerdata.” [Online]. Available: <https://yearbook.enerdata.net/#energy-consumption-data.html>.
- [2] Commissariat Général au Développement Durable, “Bilan énergétique de la France pour 2014,” 2015.
- [3] H. Lu, “Capturing the Invisible Resource: Analysis of Waste Heat Potential in Chinese Industry and Policy Options for Waste Heat to Power Generation,” 2015.
- [4] BCS Incorporated, “Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry,” 2008.
- [5] R. Law, A. Harvey, and D. Reay, “A knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 590–599, 2016.
- [6] ADEME, “La chaleur fatale industrielle. Connaître pour agir,” 2015.
- [7] S. Broberg Viklund and M. T. Johansson, “Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO₂ emission reduction,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 369–379, Jan. 2014.
- [8] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, Dec. 2010.
- [9] Z. Ma, Y. Wang, S. Wang, and Y. Yang, “Ocean thermal energy harvesting with phase change material for underwater glider,” *Appl. Energy*, vol. 178, pp. 557–566, 2016.
- [10] L. Borel and D. Favrat, *Thermodynamique et énergétique : 1 De l'énergie à l'exergie*. Presses polytechniques romandes, 2005.
- [11] B. David, “Amélioration de l'efficacité énétiq ue d'une solution innovante de chauffage basse température et de rafraîchissement,” Université de Grenoble, 2011.
- [12] “Modules à effet Peltier.” [Online]. Available: http://www.technicome.com/info/composants/c_produits/thermique/modules_peltier.htm.
- [13] L. N. Vikhor and L. I. Anaty chuk, “Generator modules of segmented thermoelements,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2366–2372, Sep. 2009.
- [14] B. LENOIR, J.-P. MICHENAUD, and A. DAUSCHER, “Thermoélectricité : des principes aux applications,” *Tech. l'ingénieur*, vol. base docum, no. ref. article : k730, 2016.
- [15] C.-T. Hsu, G.-Y. Huang, H.-S. Chu, B. Yu, and D.-J. Yao, “Experiments and simulations on low-temperature waste heat harvesting system by thermoelectric power generators,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 4, pp. 1291–1297, 2011.
- [16] T. Wang, W. Luan, W. Wang, and S.-T. Tu, “Waste heat recovery through plate heat exchanger based thermoelectric generator system,” *Appl. Energy*, vol. 136, pp. 860–865,

- 2014.
- [17] B. Xiong, L. Chen, F. Meng, and F. Sun, "Modeling and performance analysis of a two-stage thermoelectric energy harvesting system from blast furnace slag water waste heat," *Energy*, vol. 77, pp. 562–569, 2014.
- [18] T. Hendricks and W. T. Choate, "Engineering scoping study of thermoelectric generator systems for industrial waste heat recovery," 2006.
- [19] J. Ramousse, D. Sgorlon, G. Fraisse, and M. Perier-Muzet, "Analytical optimal design of thermoelectric heat pumps," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 82, pp. 48–56, 2015.
- [20] J. Peralez, "Récupération d'énergie par cycle de Rankine à bord d'un véhicule : commande et gestion énergétique.," UNIVERSITE CLAUDE BERNARD LYON 1, 2015.
- [21] M. Bianchi and A. De Pascale, "Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 5, pp. 1500–1509, May 2011.
- [22] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 32, no. 7, pp. 1210–1221, Jul. 2007.
- [23] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3963–3979, Oct. 2011.
- [24] V. M. Nguyen, P. S. Doherty, and S. B. Riffat, "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 21, no. 2, pp. 169–181, 2001.
- [25] G. Descombes and J. Magnet, "Moteurs non conventionnels," *Tech. l'Ingénieur*, 2000.
- [26] A. Lallemand, "Convertisseurs thermomécaniques Cycles moteurs à gaz : Stirling et Joule," *Tech. l'Ingénieur*.
- [27] B. Kongtragool and S. Wongwises, "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 7, no. 2, pp. 131–154, 2003.
- [28] B. Kongtragool and S. Wongwises, "Performance of low-temperature differential Stirling engines," *Renew. Energy*, vol. 32, no. 4, pp. 547–566, Apr. 2007.
- [29] A. Der Minassians and S. R. Sanders, "Multiphase Stirling Engines," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 131, no. 2, p. 21013, 2009.
- [30] G. Walker and J. R. Senft, *Free Piston Stirling Engines*, Springer-V. 1985.
- [31] "Sunpower Inc." [Online]. Available: <http://sunpowerinc.com/>.
- [32] G. Walker, *Stirling Engine*, Oxford Uni. 1980.
- [33] J. Schreiber, "Testing and Performance Characteristics of a 1-kW Free Piston Stirling Engine," *NASA-TM-82999*, 1983.
- [34] F. Formosa, A. Badel, and J. Lottin, "Equivalent electrical network model approach applied to a double acting low temperature differential Stirling engine," *Energy Convers.*

- Manag.*, vol. 78, pp. 753–764, Feb. 2014.
- [35] F. Formosa and L. G. Fréchette, “Scaling laws for free piston Stirling engine design: Benefits and challenges of miniaturization,” *Energy*, vol. 57, pp. 796–808, Aug. 2013.
- [36] F. Formosa, “Coupled thermodynamic–dynamic semi-analytical model of free piston Stirling engines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 5, pp. 2098–2109, May 2011.
- [37] F. Formosa and G. Despesse, “Analytical model for Stirling cycle machine design,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 10, pp. 1855–1863, Oct. 2010.
- [38] G. Schmidt, *Theorie der lehmannchen calorischen mashine*, Zeit Des V. 1871.
- [39] I. Urieli and D. M. Berchowitz, *Stirling cycle engine analysis*, Adam Hilge. 1984.
- [40] T. Li, D. Tang, Z. Li, J. Du, T. Zhou, and Y. Jia, “Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 33–34, pp. 119–123, Feb. 2012.
- [41] B. J. Huang and H. Y. Chen, “Modeling of integral-type Stirling refrigerator using system dynamics approach,” *Int. J. Refrig.*, vol. 23, no. 8, pp. 632–641, 2000.
- [42] J. R. Senft, “Theoretical limits on the performance of Stirling engines,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 22, no. May, pp. 991–1000, 1998.
- [43] M. Kuosa, K. Saari, a. Kankkunen, and T.-M. Tveit, “Oscillating flow in a stirling engine heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 45–46, pp. 15–23, Dec. 2012.
- [44] W. Martini, *Stirling Engine Design Manual*. NASA, 1983.
- [45] H. Hachem, R. Gheith, F. Aloui, and S. Ben Nasrallah, “Numerical characterization of a gama-Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 96, pp. 532–543, 2015.
- [46] L. Scollo, P. Valdez, and J. Baron, “Design and construction of a Stirling engine prototype,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 33, no. 13, pp. 3506–3510, Jul. 2008.
- [47] R. Gheith, “Étude expérimentale et théorique des moteurs Stirling à apport de chaleur externe : Application aux machines de types Bêta et Gamma,” Université de Nantes, 2011.
- [48] R. Gheith, H. Hachem, F. Aloui, and S. Ben Nasrallah, “Experimental and theoretical investigation of Stirling engine heater: Parametrical optimization,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 285–293, 2015.
- [49] A. Der Minassians, “Stirling engines for low-temperature solar-thermal-electric power generation,” University of California at Berkeley, 2007.
- [50] F. De Monte and G. Benvenuto, “Reflections on Free-Piston Stirling Engines, Part 1: Cyclic Steady Operation,” *J. Propuls. Power*, vol. 14, no. 4, pp. 499–508, Jul. 1998.
- [51] F. De Monte and G. Benvenuto, “Reflections on Free-Piston Stirling Engines, Part 2: Stable Operation,” *J. Propuls. Power*, vol. 14, no. 4, pp. 509–518, Jul. 1998.
- [52] E. D. Rogdakis, N. A. Bormpilas, and I. K. Koniakos, “A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 4, pp. 575–593, Mar. 2004.

Bibliographie

- [53] R. W. Redlich and D. M. Berchowitz, "Linear dynamics of free-piston stirling engines," *Arch. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A Power Process Eng. 1983-1988 (vols 197-202)*, vol. 199, no. 31, pp. 203–213, Apr. 1985.
- [54] D. M. Berchowitz, "Operational Characteristics of Free-piston Stirling Engines," in *Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering*, 1988.
- [55] P. Nika, "Convertisseurs thermoacoustiques Effet thermoacoustique," *Tech. l'Ingénieur*, vol. BE8060 V1, 2003.
- [56] P. Nika, "Convertisseurs thermoacoustiques Moteurs et générateurs," *Tech. l'ingénieur*, vol. BE8061 V1, 2008.
- [57] T. C. B. Smith, "Thermally driven oscillations in dynamic applications," University of Cambridge, 2006.
- [58] G. W. Swift and S. L. Garrett, "Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 113, no. 5. p. 2379, 2003.
- [59] C. Jean-Mistral and S. Basrour, "Récupération de l' énergie des vibrations mécaniques pour générer de l' électricité," *Tech. l'Ingénieur*, vol. RE135 V1, pp. 1–10, 2010.
- [60] C. B. Williams and R. B. Yates, "Analysis of a micro-electric generator for microsystems," *Sensors Actuators A Phys.*, vol. 52, no. 1, pp. 8–11, 1996.
- [61] T. von Büren, "Body-Worn Inertial Electromagnetic Micro-Generators," Swiss Federal Institute of Technology Zurich, 2006.
- [62] I. Boldea and S. A. Nasar, *Linear Electric Actuators and Generators*, vol. 14, no. 3. Cambridge University Press The, 1997.
- [63] E. Arroyo, "Récupération d'énergie à partir des vibrations ambiantes : dispositif électromagnétique et circuit électronique d'extraction synchrone," Université de Grenoble, 2012.
- [64] K. Nam and S. Jeong, "Novel flow analysis of regenerator under oscillating flow with pulsating pressure," *Cryogenics (Guildf)*, vol. 45, no. 5, pp. 368–379, May 2005.
- [65] A. J. Organ, *The Regenerator and the Stirling Engine*, Mechanical. 1997.
- [66] J. Schreiber, "Test Results and Description of a 1-kW Free-Piston Stirling Engine with a Dashpot Load Conservation and Renewable Energy Prepared for," *18th Intersoc. Convers. Eng. Conf. Orlando, Florida*, 1983.
- [67] B. Thomas and D. Pittman, "Update on the evaluation of different correlations for the flow friction factor and heat transfer of Stirling engine regenerators," *Collect. Tech. Pap. 35th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf. Exhib. (Cat. No.00CH37022)*, vol. 1, 2000.
- [68] B. Kongtragool and S. Wongwises, "A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source," *Sol. Energy*, vol. 82, no. 6, pp. 493–500, Jun. 2008.
- [69] "LAUDA Proline Edition X RP 845 C." [Online]. Available: <http://www.lauda.de/shop/fr/rp-845-c-7983/>.

- [70] M. B. Ibrahim and R. C. J. Tew, *Stirling Converter Regenerators*, CRC Press. 2012.
- [71] R. Gheith, F. Aloui, and S. Ben Nasrallah, "Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine," *Appl. Energy*, vol. 139, pp. 272–280, Feb. 2015.
- [72] S.-C. Costa, M. Tutar, I. Barreno, J.-A. Esnaola, H. Barrutia, D. García, M.-A. González, and J.-I. Prieto, "Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator," *Energy*, vol. 72, pp. 800–812, Aug. 2014.
- [73] C. A. Oprea, C. S. Martis, F. N. Jurca, D. Fodorean, and L. Szabó, "Permanent magnet linear generator for renewable energy applications: Tubular vs. four-sided structures," *3rd Int. Conf. Clean Electr. Power Renew. Energy Resour. Impact, ICCEP 2011*, pp. 588–592, 2011.
- [74] C. A. Oprea, L. Szabó, and C. S. Marțiș, "Linear permanent magnet Electric Generator for Free Piston Engine applications," *Proc. - 2012 20th Int. Conf. Electr. Mach. ICEM 2012*, pp. 691–696, 2012.
- [75] I. G. Burrel, P. François, H. Ben Ahmed, E. Monmasson, and B. Multon, "Optimization of a linear induction oscillatory machine in a stirling cogeneration system," in *2007 European Conference on Power Electronics and Applications, EPE, 2007*.
- [76] W. M. Arshad, T. Bäckström, P. Thelin, and C. Sadarangani, "Integrated Free-Piston Generators: An Overview," in *Nordic Workshop on Power and Industrial Electronics (NORPIE/2002), Stocholm, Sweden, 2002*.
- [77] Z. Yu, P. Saechan, and A. J. Jaworski, "A method of characterising performance of audio loudspeakers for linear alternator applications in low-cost thermoacoustic electricity generators," *Appl. Acoust.*, vol. 72, no. 5, pp. 260–267, Apr. 2011.
- [78] "CitySensor." [Online]. Available: <http://www.ctsensors.com/fr/>.
- [79] PCB, "PCB Piezotronics." [Online]. Available: <http://www.pcb.com/products.aspx?m=352C68>.
- [80] "dSpace." [Online]. Available: <https://www.dspace.com/fr/fra/home.cfm>.
- [81] D. Gedeon and J. G. Wood, "Oscillating-Flow Regenerator Test Rig: Hardware and Theory With Derived Correlations for Screens and Felts," *NASA-Lewis Contract. Rep. 198422*, 1996.
- [82] R. Dou, T. Ge, X. Liu, and Z. Wen, "Effects of contact pressure, interface temperature, and surface roughness on thermal contact conductance between stainless steel surfaces under atmosphere condition," 2016.
- [83] B. Snaith, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Thermal resistances of pressed contacts," *Appl. Energy*, vol. 22, no. 1, pp. 31–84, 1986.
- [84] B. J. Huang and C. W. Lu, "Linear network analysis of regenerator in a cyclic-flow system," *Cryogenics (Guildf.)*, vol. 35, no. 3, pp. 203–207, 1995.
- [85] a. P. Dowling, "The calculation of thermoacoustic oscillations," *J. Sound Vib.*, vol. 180, no. 4, pp. 557–581, 1995.
- [86] P. Bouvier, P. Stouffs, and J.-P. Bardou, "Experimental study of heat transfer in oscillating flow," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 12, pp. 2473–2482, Jun. 2005.

Bibliographie

- [87] M. Tanaka, I. Yamashita, and F. Chisaka, "Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow," *JSME Int. journal. Ser. 2, Fluids Eng. heat Transf. power, Combust. Thermophys. Prop.*, vol. 33, no. 2, pp. 283–289, May 1990.
- [88] C.-H. Cheng and H.-S. Yang, "Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis," *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 395–405, Apr. 2012.
- [89] J. Boucher, F. Lanzetta, and P. Nika, "Optimization of a dual free piston Stirling engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 4, pp. 802–811, 2007.
- [90] J. Bert, "Contribution à l'étude de la valorisation des rejets thermiques : étude et optimisation de moteurs Stirling," Université de Bourgogne, 2012.
- [91] G. Féniès, F. Formosa, J. Ramousse, and A. Badel, "Double acting Stirling engine: Modeling, experiments and optimization," *Appl. Energy*, vol. 159, pp. 350–361, Dec. 2015.
- [92] T. J. Kotas, "Exergy Method of thermal and chemical plant analysis," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 64, no. 3, pp. 212–229, 1986.
- [93] H. Hachem, M. Creyx, R. Gheith, E. Delacourt, C. Morin, F. Aloui, and S. Ben Nasrallah, "Comparison based on exergetic analyses of two hot air engines: A Gamma type Stirling engine and an open joule cycle Ericsson engine," *Entropy*, vol. 17, no. 11, pp. 7331–7348, 2015.
- [94] N. Martaj, L. Grosu, and P. Rochelle, "Thermodynamic Study of a Low Temperature Difference Stirling Engine at Steady State Operation," *Int. J. Thermodyn.*, vol. 10, no. 4, pp. 165–176, 2007.
- [95] V. Siva Reddy, S. C. Kaushik, and S. K. Tyagi, "Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic dish Stirling engine solar power plant," *Int. J. Energy Res.*, vol. 37, no. 11, pp. 1287–1301, Sep. 2013.
- [96] "Cool Energy." [Online]. Available: <http://coolenergy.com/>. [Accessed: 16-Oct-2015].
- [97] M. T. Pamuk and M. Özdemir, "Friction factor, permeability and inertial coefficient of oscillating flow through porous media of packed balls," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 38, pp. 134–139, Apr. 2012.
- [98] E. Poncet, P. Nika, D. Béreiziat, and F. Lanzetta, "Technique de caractérisation d'un mini-régénérateur thermique pour mini-refroidisseur Stirling ou tube à gaz pulsé," *Mécanique Ind.*, vol. 2, no. 5, pp. 455–464, 2001.

Développement et optimisation d'un moteur Stirling pour la valorisation d'énergie thermique

Résumé :

La valorisation de l'énergie thermique perdue offre une réelle opportunité pour l'efficacité énergétique. La majorité des rejets de chaleur dans l'industrie est dite à « basse température » c'est-à-dire inférieure à 200 °C. Différentes technologies permettent de la convertir en énergie électrique mais aucune n'apporte de solution satisfaisante aujourd'hui. Notre choix s'est porté sur un générateur Stirling multiphases à pistons libres (SMPL) en raison de sa performance théorique maximale, de sa robustesse et de sa simplicité technologique. Le développement d'un SMPL fait l'objet de ce travail de thèse. Une double approche a été adoptée :

- Un point de vue théorique avec la construction d'un modèle basé sur une analogie thermodynamique - électrique : la pression joue le rôle de la tension électrique et le débit volumique le courant. Ce modèle nous permet ainsi de décrire simplement la dynamique complexe du moteur en conservant la représentation de chacun de ses composants qu'ils soient thermique, mécanique ou électromagnétique. Les échanges thermiques avec les sources de chaleurs sont également pris en compte, ce qui permet d'aborder la question de l'optimisation et de l'intégration de la machine pour un environnement donné. Une étude des pertes énergétiques et exergetiques est notamment menée afin de déterminer les points clés permettant une optimisation des performances.
- Un point de vue expérimental avec l'instrumentation et l'étude d'un démonstrateur mis au point au laboratoire. Des paramètres difficilement prédictibles théoriquement sont déterminés grâce aux essais. La comparaison entre les essais expérimentaux et théoriques montre des écarts acceptables compte tenu de la simplicité pratique du modèle utilisé.

Abstract :

The thermal energy harvesting is a true opportunity for the energy efficiency. Most of industrial rejected thermal energy is considered as "low temperature", less than 200 °C. Different technologies are available to convert it in electrical power, but nowadays none of them brings suitable solutions. We choose the multiphase free-pistons Stirling generator (MFPSG) because of its theoretical maximal performances and its technological robustness. The MFPSG development is the aim of these works. It sides in two points:

- A theoretical approach with the development of a model based on a thermodynamical-electrical analogy: pressure has the role of electrical tension and volume flow rate of the electrical current. It describes the complex dynamical behavior of the engine, taking account of each component whether thermal, mechanical or electromagnetic. The thermal exchanges between the gas and the thermal sources are taken into consideration and allow us to deal with the question of the engine optimization and integration in a given environment. An energetic and exergetic losses study is especially done to exhibit the key points to optimize the engine performances.
- An experimental approach with the design of a laboratory prototype and the sensors implementation. Some hard theoretically calibrated parameters are then identified thanks to experiments. The comparison between the experimental and theoretical trials shows acceptable disparities compare to the simplicity of the model.