

Optimisation d'une machine Stirling Duplex.

Optimization of a Stirling Duplex machine.

Christophe AWANTO¹, Georges A. HEYIHIN^{1*}, Colman Aristide HOUNGAN², Wilfrid ADIHOU¹, François LANZETTA³

¹Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Appliquée, Université d'Abomey-Calavi, Bénin

²Laboratoire de Caractérisation Thermophysique des Matériaux et d'Appropriation Energétique, Université d'Abomey-Calavi, Bénin.

³FEMTO-ST, Université Bourgogne Franche-Comté, CNRS, Parc technologique, 2 avenue Jean Moulin, 90000 Belfort, France.

*(auteur correspondant : gheyihin@gmail.com).

Résumé – Le présent travail décrit l'optimisation d'une machine Stirling Duplex qui est une association de moteur et de récepteur Stirling, ayant un accouplement direct et partageant le même cylindre. Les paramètres géométriques (diamètre du piston, les diamètres du déplaceur-moteur et du déplaceur-récepteur, et la course des déplaceurs sont déterminés par une optimisation multi-objectif utilisant l'algorithme NSGA2, implémenté sur MATLAB. Les fonctions-objectifs considérées sont le coefficient de performance et la masse de la machine.

Mots-clés : Stirling Duplex, optimisation, NSGA-II, MATLAB.

Abstract – The present work describes the optimisation of a Stirling Duplex machine which is a Stirling engine and receiver combination, with a direct coupling and sharing the same cylinder. The geometric parameters are obtained by a multi-objective optimization using the genetic algorithm named NSGA2, implemented in MATLAB. The objective functions considered are the coefficient of performance and the mass of the machine.

Keywords: Stirling Duplex, optimization, NSGA-II, MATLAB.

Nomenclature

COP coefficient de performance

D diamètre, m

m masse, kg

P pression, Pa

Q_{ef} chaleur extraite par le récepteur, W

Q_{em} chaleur fournie au moteur, W

V volume balayé, m³

T température, K

Symboles grecs

α déphasage, rad

Indices et exposants

corps corps de la machine

d-f déplaceur-récepteur

d-c déplaceur-moteur

ech-f échangeur récepteur

ech-c échangeur moteur

p piston

r régénérateur

1. Introduction

La machine Stirling Duplex qui est l'objet de cette étude d'optimisation, est composée de deux machines, l'une motrice, l'autre réceptrice, à pistons libres accouplées par un piston commun et logées dans un même cylindre (Figure 1).

Le moteur Stirling, pris individuellement, est un système de conversion d'énergie à haut rendement, simple, silencieux, très fiable, non polluant et nécessitant peu de maintenance [1]. Sa compatibilité à tout type d'énergie thermique en tant que machine à apport de chaleur externe (combustion, valorisation de rejets industriels, soleil, etc.) contribue à son intérêt

scientifique et industriel. Inventé par Robert Stirling en 1876, le moteur Stirling était utilisé pour entraîner des wagons et comme système de pompage d'eau dans les mines de charbon [2]. Par le manque de matériaux et le coût élevé, supérieur à ceux de ses concurrents, le moteur Stirling n'a pas eu le succès industriels que ses performances thermodynamiques présentaient. Cependant les politiques environnementales visant à diminuer l'utilisation des énergies fossiles et augmenter le recours aux énergies renouvelables ont permis de relancer les recherches autour des machines Stirling

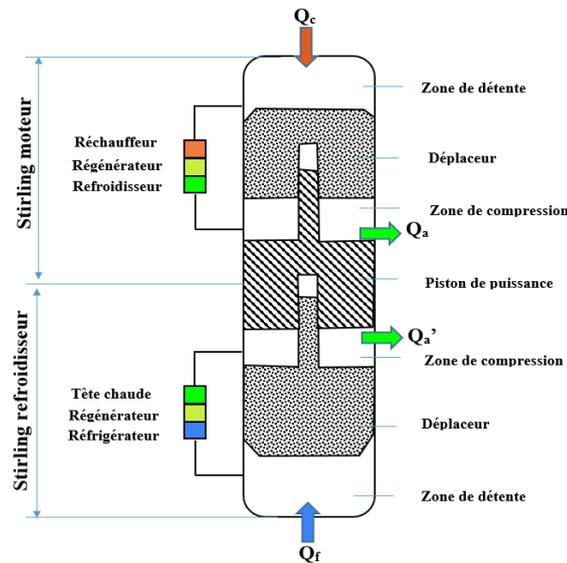


Figure 1: Représentation de la machine Stirling Duplex

L'inversibilité du cycle Stirling est le principe utilisé dans la conception de la machine Stirling Duplex [1]. Les deux demi-machines fonctionnent avec des fluides de travail séparés ; à chaque demi-machine est associé un cycle. La machine Stirling Duplex fonctionne donc suivant un cycle combiné qui comporte un cycle moteur et un cycle refroidisseur (Figure 2).

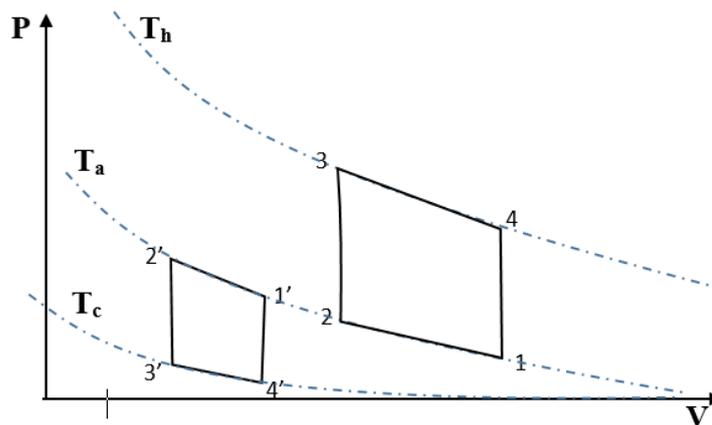


Figure 2: Cycle de fonctionnement de la machine Stirling Duplex

Chaque cycle théorique comporte deux transformations isothermes et deux transformations isochores. Afin d'accroître le rendement de la machine Stirling, un régénérateur (matrice poreuse), jouant le rôle de stockage/déstockage thermique lors des phases isochores, est installé entre les échangeurs chaud et froid [3].

La détermination des paramètres géométriques optimaux de la machine Stirling Duplex constitue une étape très importante dans la conception de la machine avec un bon rapport

qualité/prix. L'algorithme NSGA-II ("Non-dominated Sorting Genetic Algorithm"), utilisé ici pour cette optimisation, est un algorithme présenté par Deb *et al.* [4], et représente l'un des algorithmes génétiques les plus cités dans la littérature [4]–[7]. C'est un algorithme évolutif multi-objectif qui utilise un type de mesure du surpeuplement autour de chaque individu afin d'assurer la diversité de la population. Cet algorithme détermine les meilleurs individus d'une population en utilisant le concept de dominance de Pareto [8].

L'optimisation géométrique multi-objectif des machines Stirling a fait l'objet de diverses études selon les fonctions-objectif considérées : puissance en sortie [9], l'angle de phase et les volumes balayés [10], l'entransie et l'entropie générées [11].

Dans notre travail, l'algorithme NSGA2 est utilisé pour optimiser les paramètres géométriques de la machine tels que le diamètre du piston de puissance, les diamètres du déplaceur du moteur et du déplaceur du récepteur et la course des déplaceurs.

2. Optimisation de la machine

2.1. Formulation du problème d'optimisation

2.1.1. Description du système à optimiser

La machine Stirling Duplex dont les caractéristiques empruntées à Hu *et al* [12]. Le système de chauffage est un échangeur constitué de tubes minces parallèles afin de présenter une grande surface d'échange et de permettre l'écoulement d'un grand débit de gaz.

Le régénérateur est composé d'une matrice tubulaire à mailles en fils fins. Les études préliminaires ont démontré que ce type de régénérateur permet d'atteindre des efficacités 98%. De plus, l'amélioration de l'efficacité du régénérateur compense de loin les pertes de puissance spécifique de la machine [13]. Le refroidisseur est également constitué d'un faisceau de tubes.

2.1.2. Variables de l'optimisation et Fonctions-objectif

Variables d'optimisation

En considérant les facteurs d'influence sur les performances du système, et qui ont fait l'objet de plusieurs études ([14], [9], [10]), on retient les variables d'optimisation suivantes avec leurs limites supérieures et inférieures qui représente les contraintes [15] :

$$\begin{aligned}
 &0,1 < D_p < 0,2 \text{ pour le diamètre du piston de puissance} \\
 &0,1 < D_{d_f} < 0,15 \text{ pour le diamètre du déplaceur-réfrigérateur} \\
 &0,1 < D_{d-c} < 0,15 \text{ pour le diamètre du déplaceur-moteur} \\
 &0,04 < C_d < 0,3 \text{ pour la course des déplaceurs.}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Tout individu ou chromosome acquiert donc la structure suivante :

$$\text{Individu} = (D_p; D_{d_c}; D_{d_f}; C_d)
 \tag{2}$$

Fonctions objectif

Les deux fonctions-objectif du problème d'optimisation sont celles exprimant le coefficient de performance COP et de la masse totale de la machine Stirling Duplex (MSD), lorsque les dimensions de celle-ci respectent les contraintes de limite inférieures et supérieures.

Calcul du coefficient de performance

Le coefficient de performance, au sens du premier principe de la thermodynamique, est défini comme le rapport entre la puissance thermique absorbée Q_{ef} par la zone-réfrigérateur et la puissance thermique Q_{em} fournie à la source chaude au niveau de la zone-moteur.

$$COP = \frac{Q_{ef}}{Q_{em}} \quad (3)$$

Ces différentes chaleurs peuvent être exprimées comme suit :

$$Q_{em} = m_c r T_c \ln \left(\frac{V_{d-c}}{V_{d-c} + V_p} \right) \quad (4)$$

$$Q_{ef} = m_f r T_f \ln \left(\frac{V_{d-f}}{V_{d-f} + V_p} \right) \quad (5)$$

La masse totale de la machine (MSD) prend en compte la masse du corps de la machine (m_{corps}), celles des déplaceurs du moteur (m_{d-c}) et du réfrigérateur (m_{d-f}), et la masse du piston de puissance (m_p). Elle prend aussi en compte les masses des régénérateurs (m_r) des deux sections et celles des échangeurs thermiques ($m_{éch}$).

La masse totale de la machine s'écrit alors :

$$MSD = m_{corps} + m_{d-f} + m_{d-c} + m_p + 2m_{éch-c} + 2m_{éch-f} + 2m_r \quad (6)$$

Sous les contraintes données par le système d'équation (1). Le problème d'optimisation se caractérise alors par la maximisation du coefficient de performance COP (Equations 3 à 5) et la minimisation de la masse totale de la machine MSD (Equation 6).

3. Résultats

Le problème d'optimisation posé à travers les équations (1) à (6) est résolu en utilisant l'algorithme d'optimisation NSGA2 à l'aide le logiciel MATLAB.

La Figure 3 présente le front de Pareto obtenu après optimisation. On rappelle que le front de Pareto est l'ensemble des points ($-COP$; Masse de la MSD) Pareto-optimaux, c'est-à dire non dominés.

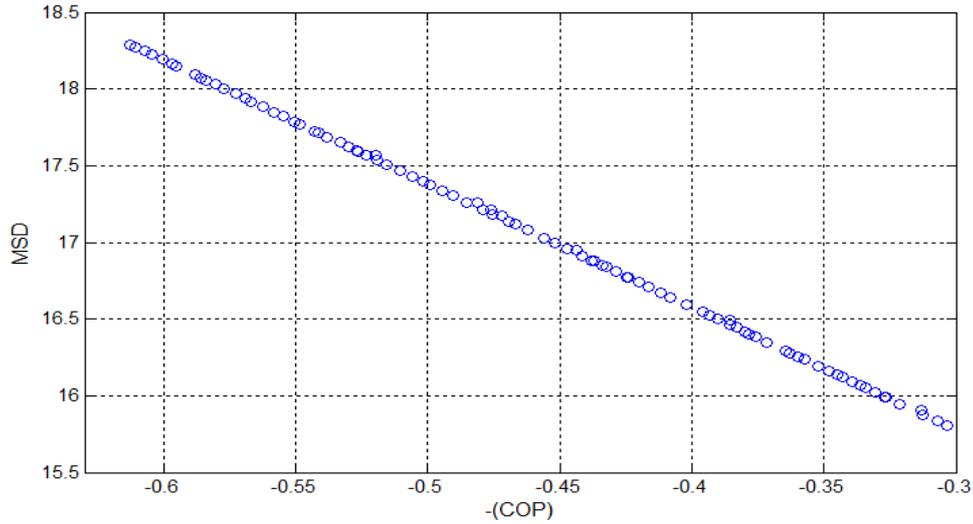


Figure 3: Front de Pareto des fonctions-objectifs

La Figure 4 déduite de la précédente, indique les compromis entre la masse de la machine (MSD) et le coefficient de performance frigorifique COP.

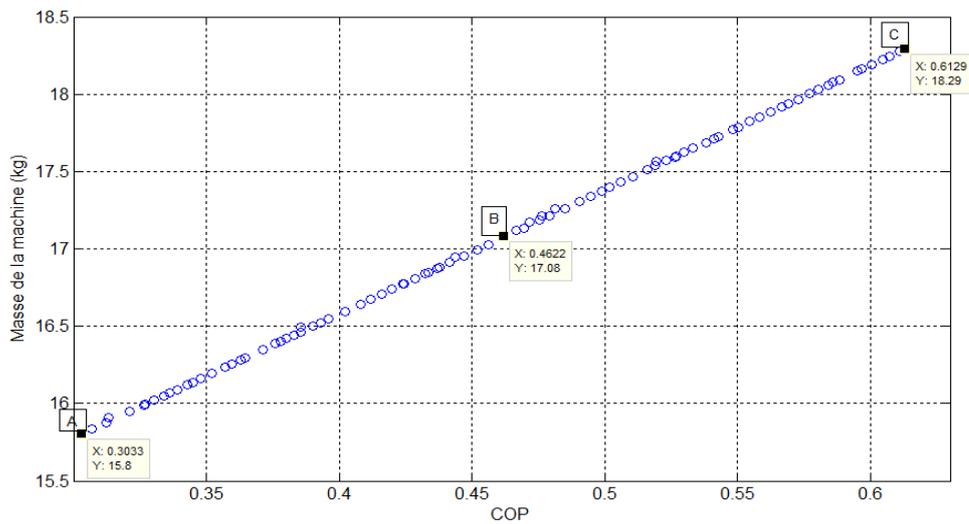


Figure 4: Courbe des compromis entre la masse (MSD) et la performance de la machine (COP)

On observe une linéarité de la masse totale en fonction du COP. Le coefficient de performance des meilleurs compromis (individus) est compris entre 0,3 et 0,61. La masse de la machine quant à elle, pour les meilleurs individus, varie de 15,80 à 18,30 kg.

Une attention particulière est portée sur les trois points A, B et C de la

Figure 4. La configuration du point A est la configuration où l'on privilégie la masse de la machine comme critère, l'objectif étant de minimiser la masse MSD de la machine : cette configuration est donc celle qui correspond à la machine la moins lourde. La configuration du point C privilégie le coefficient de performance. A ce point, le COP est le plus élevé de la courbe des compromis puisque l'objectif est de maximiser sa valeur afin de rendre la machine plus efficace possible. La configuration du point B représente le milieu de la courbe linéaire. Cette position représente le meilleur compromis recherché, avec une configuration de masse MSD = 17,08 kg et un coefficient de performance COP = 0,46.

Le Tableau 1 présente les valeurs des différents paramètres d'optimisation aux points A, B et C.

Point	Masse de la machine MSD (kg)	COP	Diamètre du piston Dp (m)	Diamètre du déplaceur du réfrigérateur D _{d-f} (m)	Diamètre du déplaceur du moteur D _{d-c} (m)	Course des déplaceurs C _d (m)
A	15,805	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1
B	17,08	0,46	0,1	0,1	0,1275	0,1
C	18,3	0,613	0,1	0,1	0,15	0,1

Tableau 1 : Paramètres d'optimisation aux points A B et C

Ce tableau montre que les valeurs optimales de certains paramètres géométriques sont restées constantes à travers les différents individus du front de Pareto lors de l'optimisation. Il s'agit des diamètres du piston, du déplaceur de la section-moteur, et de la course des déplaceurs. Seule la valeur du déplaceur-réfrigérateur varie suivant les individus de Pareto.

En considérant la configuration B, le fonctionnement de la machine Stirling Duplex est simulé à l'aide du modèle mathématique du second ordre développé par Timoumi *et al* [16], et Urieli [17]. Les variations des coefficients de performance thermique et frigorifique de la machine Stirling Duplex sont obtenues et représentées. Les Figure 5 et Figure 6 présentent les COP frigorifique et thermique pour différentes températures du fluide de travail, au niveau de l'échangeur de la source chaude d'une part et au niveau de l'échangeur de température intermédiaire (puits chaud). Il ressort de ces évolutions que la machine Stirling Duplex est moins performante pour une température de source chaude élevée, et plus performante lorsque la température intermédiaire augmente.

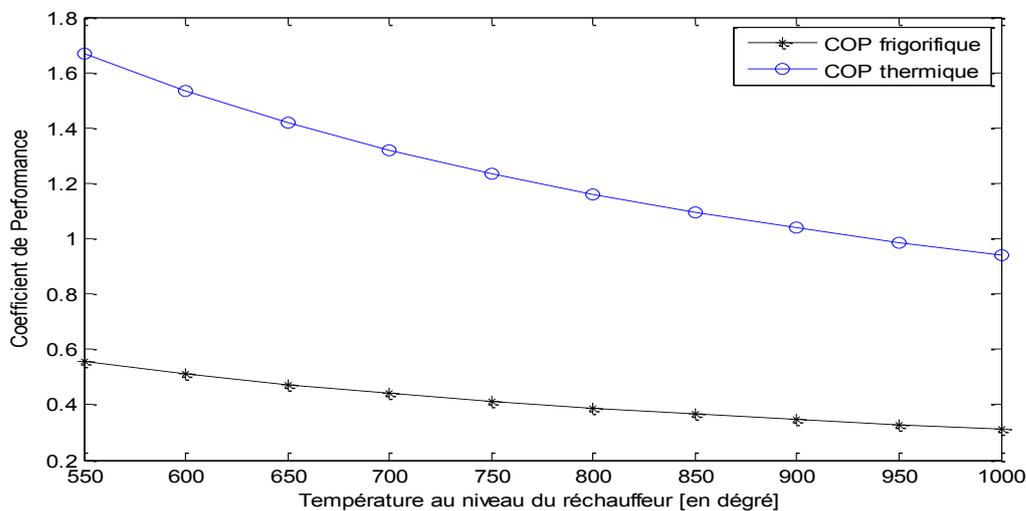


Figure 5: Evolution des COP en fonction de la haute température des sources chaudes pour une température intermédiaire de TC= 300 K

La Figure 7 montre la dépendance du coefficient de performance frigorifique, par rapport à la température de la source chaude, pour différentes températures intermédiaires. Ces tracés sont obtenus pour une température à la source froide de 260 K : le COP frigorifique évolue dans le même sens que l'augmentation de l'écart de température entre la source intermédiaire et la source froide. De même le COP thermique évolue dans le même sens que l'augmentation de l'écart de température entre la source chaude et la source intermédiaire. La performance de la machine frigorifique dépend beaucoup plus de la température intermédiaire que de la

source chaude. Cette remarque a été faite aussi par N. Kagawa [3] à travers une étude de dépendance des performances de la machine Stirling duplex aux différentes températures.

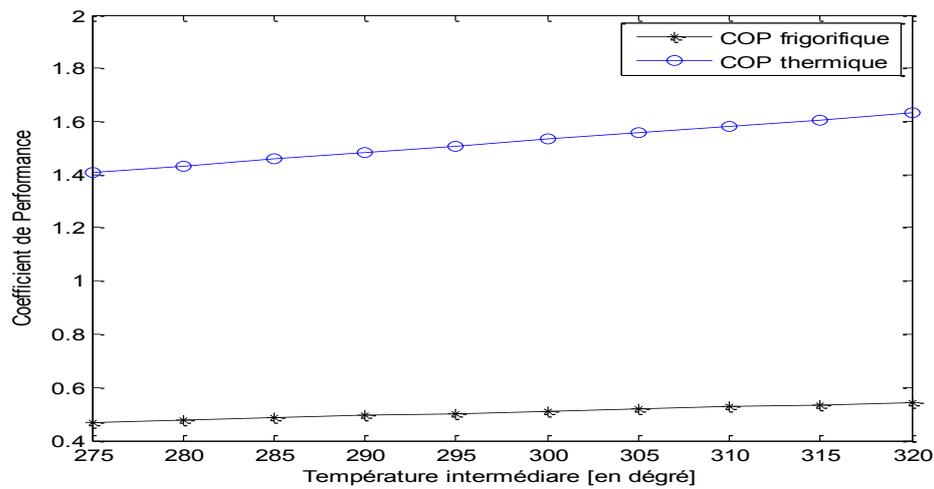


Figure 6: Evolution des COP en fonction de la température intermédiaire pour une haute température de $T_h = 600\text{ K}$

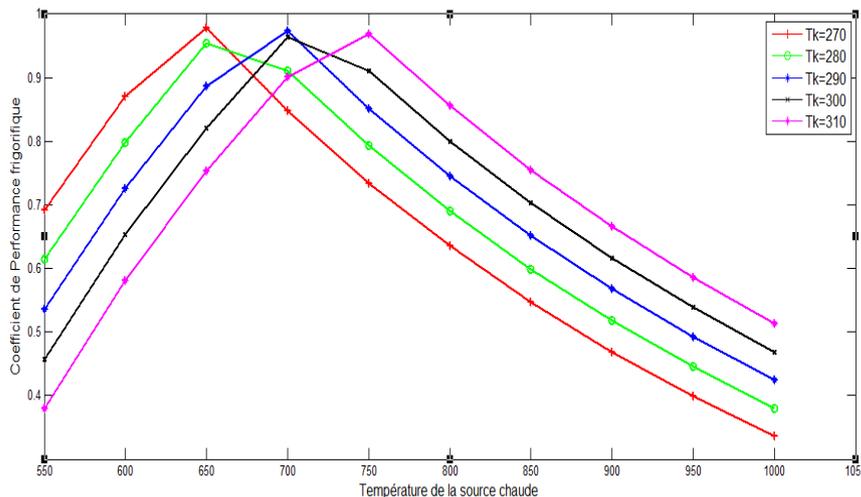


Figure 7: Influences de la température sur le COP frigorifique

Conclusion

Dans cet article, l'optimisation multi-objectif de la machine Stirling Duplex a été réalisée. Les objectifs, maximiser le coefficient de performance COP et minimiser la masse MSD de la machine, ont été choisis pour l'optimisation du fait de leurs caractères limitatifs. Sous les contraintes dimensionnelles concernant les diamètres des pistons de puissance, des déplaceurs et de la course des déplaceurs, la simulation a montré que les conditions optimales permettaient de dimensionner une machine Stirling Duplex de masse $MSD = 17,08\text{ kg}$ présentant un coefficient de performance $COP = 0,46$. Les COP frigorifique et thermique sont étudiés et il en ressort que la machine Stirling Duplex est plus performante, lorsqu'elle est utilisée en pompe à chaleur qu'en extracteur thermique.

Références

- [1] L. Penswick et I. Urieli, « Duplex-Stirling-Machines », présenté à Intersociety Energy Conference of San Francisco, California, 1984.

- [2] W. Beale et D. M. Berchowitz, *Understanding Stirling engines*. Volunteers in Technical Assistance, 1984.
- [3] N. Kagawa, *Regenerative Thermal Machines (Stirling and Vuilleumier Cycle Machines) for Heating and Cooling*. IIF-IIR, 2000.
- [4] K. Deb, S. Agrawal, A. Pratap, et T. Meyarivan, « A Fast Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-objective Optimization: NSGA-II », in *Parallel Problem Solving from Nature PPSN VI*, 2000, p. 849-858.
- [5] LIN Song, « NGPM -A NSGA-II Program in Matlab », College of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, China, Aerospace Structural Dynamics Research Laboratory, 2011.
- [6] K. P. Anagnostopoulos et G. Mamanis, « Multiobjective evolutionary algorithms for complex portfolio optimization problems », *Comput. Manag. Sci.*, vol. 8, n° 3, p. 259-279, août 2011.
- [7] M. H. Ahmadi, M. A. Ahmadi, A. Mellit, F. Pourfayaz, et M. Feidt, « Thermodynamic analysis and multi objective optimization of performance of solar dish Stirling engine by the centrality of entransy and entropy generation », *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 78, p. 88-95, juin 2016.
- [8] M. Brahim, « Optimisation multi-objectif par algorithmes génétiques et approche Pareto des paramètres d'usinage sous contraintes des limitations de production », Université M'HAMED BOUGARA BOUMERDES Faculté des Science de l'Ingénieur, Magister en Génie mécanique, 2006.
- [9] V. Senviboon, B. Silpsakoolsook, et S. Kwankaomeng, « Optimization of geometrical parameter for V-type alpha Stirling engine based on dimensionless analysis », *MATEC Web Conf.*, vol. 192, n° 2044, p. 1-4, 2018.
- [10] C. Cheng et H. Yang, « Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis », *Appl. Energy*, vol. 92, p. 395-405, 2012.
- [11] M. H. Ahmadi, M. A. Ahmadi, A. Mellit, F. Pourfayaz, et M. Feidt, « Thermodynamic analysis and multi objective optimization of performance of solar dish Stirling engine by the centrality of entransy and entropy generation », *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 78, p. 88-95, 2016.
- [12] J. Y. Hu, E. C. Luo, W. Dai, et L. M. Zhang, « Parameter sensitivity analysis of duplex Stirling coolers », *Appl. Energy*, vol. 190, p. 1039-1046, mars 2017.
- [13] S. K. Andersen, H. Carlsen, et P. G. Thomsen, « Control volume based modelling in one space dimension of oscillating, compressible flow in reciprocating machines », *Simul. Model. Pract. Theory*, vol. 14, n° 8, p. 1073-1086, nov. 2006.
- [14] K. Kraitong et K. Mahkamov, « Optimisation of Low Temperature Difference Solar Stirling Engines using Genetic Algorithm », *World Renew. Energy Congr.*, p. 3945-3952, 2011.
- [15] K. KRAITONG, « Numerical modelling and design optimisation of Stirling engines for power production », University of Northumbria, Newcastle, 2012.
- [16] Y. Timoumi, I. Tlili, et S. Ben Nasrallah, « Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines », *Energy*, vol. 33, n° 7, p. 1100-1114, juill. 2008.
- [17] I. Urieli, « Stirling Cycle Machine Analysis (updated 3/21/2016) ». [En ligne]. Disponible sur: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/>. [Consulté le: 09-févr-2019].