

Etude paramétrique des performances d'un cogénérateur Stirling à pistons libres de type Dual

Julien BOUCHER¹, Isabel GARCIA BURREL², François LANZETTA^{1,*}, Philippe NIKA¹

¹ Institut FEMTO-ST, UMR CNRS 7174, Département CREST

Parc technologique – 2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort

² SATIE, UMR CNRS 8029, Antenne de l'Université de Cergy Pontoise

Rue d'Eragny – Neuville-sur-Oise – 95031 Cergy-Pontoise Cedex

* (auteur correspondant : francois.lanzetta@univ-fcomte.fr)

Résumé - Cette étude modélise le fonctionnement en régime stabilisé d'un moteur Stirling Dual à pistons libres appliqué à la cogénération pour l'habitat. L'étude paramétrique intègre l'influence de la pression de charge, des températures de source, de l'efficacité du régénérateur et des masses des pistons et déplaceurs. Cette machine possède une zone de stabilité de fonctionnement comprise entre 20 et 35 Hz pour une puissance mécanique comprise entre 1 kW et 6 kW, une puissance évacuée au puits froid variant de 2 kW et 14 kW, sous une pression moyenne comprise entre 8 et 25 bar.

Nomenclature

<i>A</i>	surface, m^2	<i>Symboles grecs</i>	
<i>C</i>	coefficient	ϵ	porosité
c_p	chaleur massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	γ	coefficient isentropique du gaz
<i>dia</i>	diamètre, m	μ	viscosité dynamique, $Pa.s$
<i>D</i>	matrice de viscosité	<i>Indices et exposants</i>	
<i>K</i>	matrice de raideur	<i>alt</i>	alternateur
<i>m</i>	masse, kg	<i>c</i>	compression
<i>r</i>	constante du gaz, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>d</i>	déplaceur
<i>P</i>	pression, Pa	<i>e</i>	expansion
<i>T</i>	température, K	<i>H</i>	hysteresis
<i>V</i>	volume, m^3	<i>i</i>	intérieur
<i>y</i>	amplitude de déplacement, m	<i>p</i>	piston
\dot{y}	vitesse, m	<i>r</i>	régénérateur

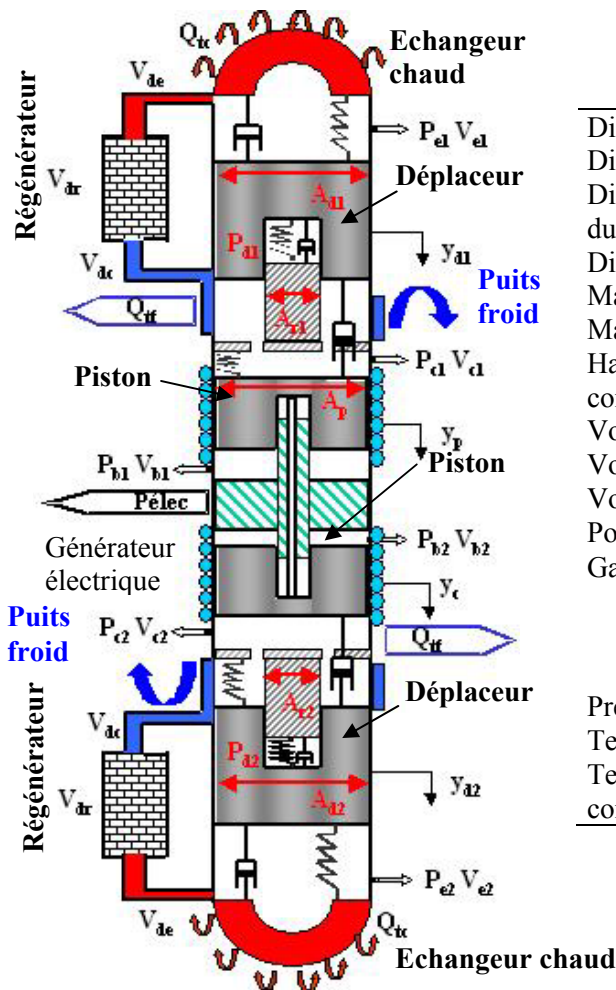
1. Introduction

Le moteur Stirling en configuration « pistons libres » présente une solution technologique intéressante pour une utilisation en micro-cogénération [1-3]. Les moteurs à pistons libres fonctionnent sans aucune liaison mécanique garantissant ainsi une plus grande durée de vie. Ils utilisent les gaz comme des ressorts afin de donner les mouvements adéquats aux différents éléments de la machine. Ces moteurs présentent l'avantage d'être simples, de ne pas coûter cher, d'avoir une durée de vie élevée. Selon les configurations particulières, ces moteurs peuvent également fonctionner à des fréquences quasi constantes. Ces moteurs sont actuellement développés pour de nombreuses applications dans le secteur de la thermique, ce qui inclut les pompes à chaleur, les convertisseurs électriques solaires, les générateurs de puissance électrique et les pompes à eaux [4,5]. L'objectif de cette étude théorique concerne la modélisation du fonctionnement en régime stabilisé d'un moteur Stirling à pistons libres (MSPL) Dual. La machine est modélisée à partir d'une analogie thermomécanique de type masse-ressort à trois degrés de liberté. Le bilan des forces fournit un système d'équations différentielles couplées intégrant des pertes par frottement visqueux et des pertes par raideurs équivalentes. Une étude de

la stabilité du système auto excité est menée. Les performances de la machine sont décrites à partir de l'influence des paramètres tels que la pression de charge, les températures de source, les volumes des matelas gazeux dans le déplaceur, les volumes des échangeurs (chaud, froid et régénérateur), l'efficacité du régénérateur et les masses des pistons et déplaceurs. Les performances concernent ainsi la puissance mécanique que l'on transforme en puissance électrique via un convertisseur électrique, la puissance thermique au puits froid utilisée pour chauffer de l'eau par exemple (eau chaude sanitaire, chauffage) et la puissance thermique à la source chaude.

2. Modélisation dynamique du MSPL Dual

Le moteur est composé de 2 pistons de compression liés mécaniquement ainsi que de deux déplaceurs qui sont placés dans les volumes chauds (Fig. 1). A chaque extrémité de la machine il y a deux échangeurs thermiques (chaud et froid) ainsi qu'un régénérateur nécessaires à la réalisation du cycle thermodynamique du gaz. Les volumes tampon (ressort gazeux) présents sous les pistons de compression permettent de loger tout le dispositif électrique de génération d'électricité. C'est le mouvement d'un aimant, solidaire du piston, au sein d'une bobine qui générera un courant électrique.



Diamètre du piston	$dia_p = 120 \text{ mm}$
Diamètre intérieur du piston	$dia_{pi} = 116 \text{ mm}$
Diamètre de la tige du ressort du gaz du déplaceur	$dia = 35 \text{ mm}$
Diamètre du déplaceur	$diad = diap$
Masse du piston	$m_p = 6.2 \text{ kg}$
Masse du déplaceur	$m_d = 0,426 \text{ kg}$
Hauteur de l'espace de compression au repos	$y_{pc} = 150 \text{ mm}$
Volume de l'échangeur chaud	$V_h = 407,15 \text{ cm}^3$
Volume de l'échangeur froid	$V_k = 304,515 \text{ cm}^3$
Volume du régénérateur	$V_{reg} = 848,23 \text{ cm}^3$
Porosité du régénérateur	$\varepsilon = 0,85$
Gaz hélium	$r = 2080 \text{ J/kgK}$
	$c_p = 5183 \text{ J/kg.K}$
	$\gamma = 1,667$
	$\mu = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$
Pression de gonflage à froid	$P_{gonf} = 10 \text{ bar}$
Température zone de détente	$T_h = 815 \text{ K}$
Température zone de compression	$T_k = 320 \text{ K}$

Tableau 1 : Caractéristiques de la machine

Figure 1 : Schéma de principe du Moteur Stirling Pistons Libres Dual

Le moteur est composé d'un système de 4 masses, les pistons liés, les deux déplaceurs et l'enveloppe du système. Des liaisons ressorts gazeux de raideur (K) et des amortisseurs de coefficients de dissipation visqueuse (D) sont introduits entre les masses m_{d1} , m_{d2} des déplaceur et m_p du piston. Les effets de la gravité sont négligés car ils sont faibles par rapport aux effets induits par les pressions dans le moteur [6,7]. Le bilan global des forces fournit le système d'équations différentielles couplées décrivant le fonctionnement dynamique du moteur [8-10]. Ce modèle permet de calculer les évolutions des pressions, les déplacements du piston et des déplaceurs ainsi que les puissances électriques et thermiques échangées. Nous posons les équations dynamiques du système présenté figure 1.

$$m_p \ddot{y}_p = A_p (P_{c1} - P_{c2}) - A'_p (P_{b1} - P_{b2}) - (C_{palt} + C_{Hp}) \dot{y}_p \quad (1)$$

$$m_{d1} \ddot{y}_{d1} = A_d (P_{e1} - P_{c1}) + A_r (P_{c1} - P_{d1}) - (C_{d1alt} + C_{Hd1}) \dot{y}_{d1} \quad (2)$$

$$m_{d2} \ddot{y}_{d2} = A_d (P_{c2} - P_{e2}) + A_r (P_{d2} - P_{c2}) - (C_{d2alt} + C_{Hd2}) \dot{y}_{d2} \quad (3)$$

Dans le bilan des forces, il faut tenir compte de l'action des forces de pression sur les faces des pistons qui varient au cours du temps. Pour déterminer la valeur de ces pressions qui dépendent du mouvement du piston y_p et des déplaceurs y_{d1} , y_{d2} , il est nécessaire de coupler les équations de la thermodynamique à celles de la mécanique. Nos travaux futurs nous conduiront à accoupler un moteur Stirling à pistons libres avec un générateur électrique linéaire asynchrone placé dans le piston [11,12]. C_{palt} , C_{d1alt} et C_{d2alt} représentent l'interaction de l'alternateur sur le piston par un modèle de type freinage visqueux qui dépend de la vitesse du piston et des déplaceurs. Les termes C_{HP} , C_{Hd1} et C_{Hd2} sont des coefficients introduits pour tenir compte des pertes d'énergie par cycle d'hystérésis dans les ressorts gazeux. Le modèle obtenu est non linéaire. Pour calculer la pression interne du gaz, la loi des gaz parfaits est utilisée, la masse de gaz enfermé étant supposée connue. Le modèle dynamique est présenté sous forme matricielle (Eq. 4) intégrant une matrice des coefficients de raideur (Eq. 5a) ainsi qu'une matrice des coefficients de dissipation visqueuse (Eq. 5b) [6,7,10,13].

$$[\ddot{y}] = \begin{bmatrix} \ddot{y}_p \\ \ddot{y}_{d1} \\ \ddot{y}_{d2} \end{bmatrix} = [\mathbf{K}] \begin{bmatrix} y_p \\ y_{d1} \\ y_{d2} \end{bmatrix} + [\mathbf{D}] \begin{bmatrix} \dot{y}_p \\ \dot{y}_{d1} \\ \dot{y}_{d2} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} K_{pp} & K_{pd1} & K_{pd2} \\ K_{d1p} & K_{d1d1} & K_{d1d2} \\ K_{d2p} & K_{d2d1} & K_{d2d2} \end{bmatrix} \text{ et } [\mathbf{D}] = \begin{bmatrix} D_{pp} & D_{pd1} & D_{pd2} \\ D_{d1p} & D_{d1d1} & D_{d1d2} \\ D_{d2p} & D_{d2d1} & D_{d2d2} \end{bmatrix} \quad (5a,b)$$

3. Résultats de l'étude paramétrique

Les caractéristiques du cogénérateur que nous avons intégrées au modèle sont résumées dans le tableau 1. Les performances de la machine sont établies en fonction de la fréquence pour différentes pressions de gonflage et différentes températures de source chaude. La pression de gonflage influe fortement sur la puissance mécanique fournie par la machine (Figs. 2a,b,c). Plus la masse de gaz est importante plus la fréquence de fonctionnement augmente ainsi que la course des déplaceurs. L'amplitude de pression varie du simple au triple dans la demi machine : pour 25 bar de pression de gonflage, l'amplitude de pression est ainsi de 6 bar dans le cogénérateur. L'amplitude de variation des pressions est proportionnelle à la pression de gonflage. La puissance mécanique, la puissance thermique, le rapport de mouvement du déplaceur sur le piston ainsi que l'amplitude de pression ont une valeur optimale pour chaque pression par rapport à la fréquence.

Le déphasage ne possède pas de valeur optimale mais il diminue avec la fréquence de fonctionnement et la baisse de la pression de gonflage.

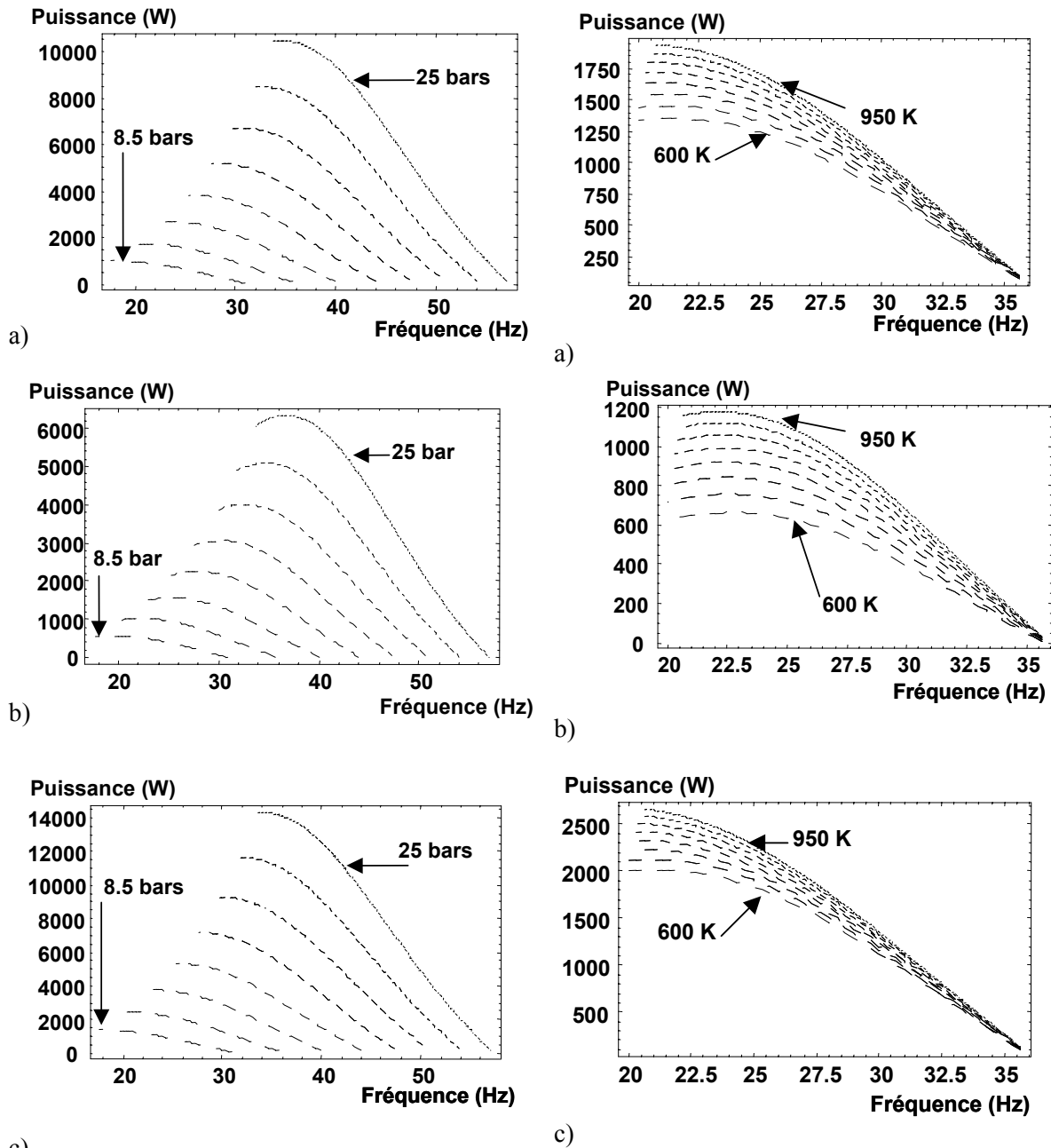


FIG. 2 – Influence de la pression de gonflage (palier de 3.5 bar)

FIG. 3 – Influence de la température de source chaude (palier de 50 K)

- a) Puissance fournie par une source chaude (1 seul côté de la machine)
- b) Puissance mécanique totale
- c) Puissance totale évacuée aux puits froids (pour le chauffage de l'eau)

L'influence de la température a tendance à s'atténuer avec la fréquence (Figs. 3a,b,c). La puissance mécanique chute, le déphasage entre le piston et le déplaceur tendant vers 0 à haute fréquence. La gamme de fréquence de la machine s'étend de 20 à 35 Hz, la variation de la température de la source chaude ne modifie plus la fréquence de fonctionnement au-delà de 35 Hz. La température n'influe pas de manière significative sur le déphasage, ni sur l'amplitude de course du piston. On montre également que le rendement de la machine déterminé sur la base du rapport entre l'énergie mécanique sur l'énergie thermique consommée est affecté par la pression

de gonflage et la fréquence de fonctionnement. Les simulations que nous avons menées montrent un rendement mécanique de l'ordre de 30 % (Tab.2).

Pression gonflage (bar)	7.5	15
Fréquence de fonctionnement (Hz)	20	28
Puissance mécanique (W)	850	2350
Puissance thermique totale (W)	2850	8350
Puissance évacuée à la source froide (W)	2000	6000
Rendement mécanique (%)	29.8	28.1
Rendement alternateur asynchrone linéaire (%)	78	78
Puissance électrique (W)	663	1830
Rendement électrique (%)	23.2	21.9
Rendement cogénération (%)	93.4	93.8

Tableau 2 : Rendements du cogénérateur

La figure 4 et le tableau 3 montrent l'influence des masses du piston et des déplaceurs sur les performances de la machine en terme de puissance mécanique. Le fonctionnement de la machine à haute fréquence nécessite l'emploi de faibles masses, qui de plus, augmentent la plage de fonctionnement en zone stable de la machine.

Courbes	Masse du piston	Masse des déplaceurs
	kg	kg
1	9.2	0.632
2	8.2	0.563
3	7.2	0.494
4	6.2	0.426
5	5.2	0.357
6	4.2	0.288
7	3.2	0.220
8	2.2	0.151

Tableau 3 : Masse du piston (m_p) et des déplaceurs ($m_{d1}=m_{d2}$)

Courbes	Efficacité du régénérateur
1	1.00
2	0.80
3	0.70
4	0.60
5	0.50
6	0.40
7	0.30
8	0.20
9	0.10
10	0.00

Tableau 4 : Efficacité du régénérateur

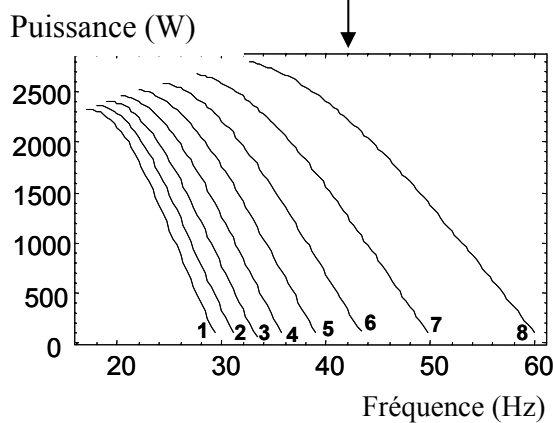


Figure 4 : Influence de la masse du piston et des déplaceurs sur la puissance thermique évacuée au puits froid en fonction de la fréquence (la courbe 4 décrit la machine modélisée dans cette étude)

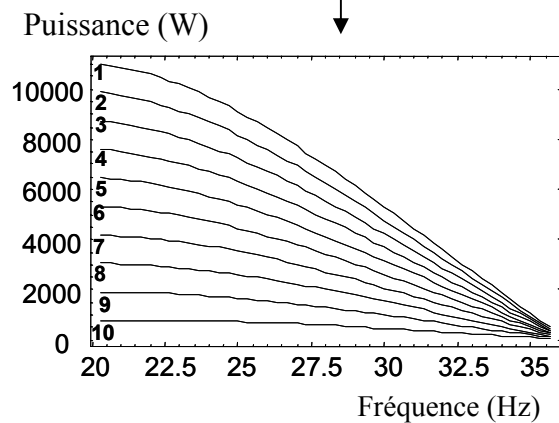


Figure 5 : Influence de l'efficacité du régénérateur sur la puissance thermique évacuée au puits froid en fonction de la fréquence (la courbe 8 décrit la machine modélisée dans cette étude)

A fréquence donnée, les performances du cogénérateur augmentent avec l'efficacité du régénérateur de manière générale (Fig. 5 et Tab. 4). Cependant, ces performances chutent avec la

fréquence. En effet, les échanges de chaleur internes au régénérateur entre la matrice solide et le gaz sont réduits. Ce phénomène a deux origines. D'une part, les pertes de charge croissant avec le carré de la vitesse moyenne de l'écoulement, le moteur doit absorber une plus grande quantité de chaleur qu'il doit en partie convertir en travail mécanique pour vaincre ces pertes de charge, diminuant ainsi les performances mécaniques. D'autre part, l'accumulation de chaleur par diffusion de chaleur dans le volume de la matrice solide est inversement proportionnelle à la fréquence. On note ainsi qu'au-delà de 35 Hz, la puissance fournie par le cogénérateur tend vers une très faible valeur quelle que soit l'efficacité du régénérateur.

4. Conclusion

Nous avons modélisé un cogénérateur fonctionnant avec un moteur Stirling à pistons libres de type Dual. L'intérêt d'une machine Dual par rapport à une machine simple effet réside dans l'obtention de puissances mécaniques supérieures. Une machine Dual est cependant plus chère à développer et la stabilité dynamique est plus difficile à garantir que pour une machine simple effet. Cette machine utilise l'hélium comme gaz de travail. Les performances montrent une zone de fonctionnement stable comprise entre 20 et 35 Hz. La puissance mécanique varie entre 1 kW et 6 kW, la puissance évacuée au puits froid étant comprise entre 2 kW et 14 kW sous une pression moyenne comprise entre 8 et 25 bar. Ces gammes de puissance permettront de construire une machine dont les performances seront compatibles avec les besoins énergétiques rencontrés dans le domaine de l'habitat résidentiel et collectif.

Références

- [1] G. Walker, O.R. Fauvel, G. Reader, E.R. Bingham, *The Stirling alternative, Power, Systems, refrigerant and heat pumps*. Gordon and Breach Sciences Publishers (1994).
- [2] C.A. Frangopoulos, *EDUCOGEN, The European educational tools on cogeneration*. European Commission, (2001).
- [3] M. Tullar, Micro-CHP: Turning the vision into reality. *PRASEG Conference 2001*, sept (2001).
- [4] S. Otoma, Y. Mori, A. Terazono, T. Aso, Sameshima R., Estimation of energy recovery and reduction of CO2 emissions in municipal solid waste power generation. *Ressources, Conversion and Recycling*, 20(2) (1997), 95-117.
- [5] M.A. Korobitsyn, P. Jellema, G.G. Hirs, Possibilities for gas turbine and waste incinerator integration. *Energy*, 24 (1999), 783-93.
- [6] F. De Monte, G. Benvenuto, Reflections on Free-Piston Stirling Engines, Part1: Cyclic Steady operation, *J. of Propulsion and Power*, 14(4) July-August (1998), 499-508.
- [7] F. De Monte, G. Benvenuto, Reflections on Free-Piston Stirling Engines, Part1: Cyclic Steady operation, *J. of Propulsion and Power*, 14(4) July-August (1998), 508-518
- [8] J. Boucher, P. Nika, F. Lanzetta, Modélisation Thermomécanique d'un moteur Stirling à pistons libres, *VII^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*, 23-25 mai (2005), Saint-Malo, France, 1-6.
- [9] I. Garcia Burel, J. Boucher, S. Le Ballois, F. Lanzetta, E. Monmasson, P. Nika, J.P. Louis, Commande d'un micro cogénérateur Stirling. *Journal Européen des Systèmes Automatisés JESA*, 40(3) (2006), 323-352.
- [10] J. Boucher, F. Lanzetta, P. Nika, Optimization of a stable free piston Stirling engine, *ASME ATI Conference, Energy: Production, distribution and conservation*, Milan, Italy, 14-17 May, (2006a), 691-700.
- [11] P. François, L. Prévond, Brevet d'extension internationale N° PCT-FR02-00173 du 17.01.02 du brevet initial France IFB 00 CNA du 14.11.2000.
- [12] P. François, L. Prévond, H. Ben Hamed, B. Multon, *Générateur tubulaire asynchrone pour cogénérateur Stirling*, *Electrotechnique du futur*, 9-10 décembre (2003).
- [13] E.D. Rogdakis, N.A. Bormpilas, I.K. Koniakos, A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free Piston Stirling Engines. *Energy Conv. and Managmt*, 45(4) (2004), 575-593.