



Evaluation expérimentale des échanges d'énergie à l'intérieur d'un moteur Stirling de type Gamma en régime transitoire

Houda Hachem*¹, Ramla Gheith¹, Fethi Aloui² et Sassi Ben Nasrallah¹

¹Université de Monastir, Laboratoire d'Etude des Systèmes Thermiques et Energétiques, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Rue Ibn El Jazzar, 5019 Monastir, Tunisie

² University of Lille North of France, LAMIH Laboratory, Campus Le Mont Houy
59313 Valenciennes Cedex 9, France
e-mail*: houdahachem@yahoo.fr

Résumé : De nos jours, une grande variété de systèmes de micro-cogénération utilise le moteur Stirling couplé à un alternateur comme générateur d'électricité. Le moteur Stirling possède des atouts indéniables. Cependant sa puissance doit être fournie de manière commandée. On trouve dans la littérature différentes méthodes de contrôle de la puissance d'un moteur Stirling: le contrôle de la pression moyenne, le contrôle de la course de piston, le contrôle de l'angle de déphasage et le contrôle des volumes morts. Les avantages et les inconvénients de chaque technique ont été discutés. Ce papier décrit les essais de mise au point du moteur Stirling de type Gamma en utilisant la méthode de la commande de la pression. L'étude expérimentale montre que les quantités de chaleur échangées dans le réchauffeur et dans le régénérateur augmentent avec la pression de charge du moteur cependant la quantité de chaleur échangée dans le refroidisseur décroît. Les résultats de l'étude expérimentale montrent que lors de la commande de la pression, il faut s'assurer d'une part que la pression de charge est suffisante pour vaincre les forces de frottement à l'intérieur de la machine Stirling. Et d'autre part, que la pression de charge n'est pas assez élevée pour ne pas favoriser les pertes par frottement.

Mots clés :

Pression de charge, quantité de chaleur, refroidisseur, réchauffeur, régénérateur.

1. Introduction

Le moteur Stirling utilise un fluide de travail (air, hélium, hydrogène ...) contenu dans une enceinte fermée, chauffée par une source de chaleur extérieure, dans laquelle les variations de volumes induisent les changements cycliques de pression et de température dans le fluide. Il existe trois principales configurations de moteurs Stirling : Alpha, Beta et Gamma. Ces moteurs ont le même cycle thermodynamique, mais des caractéristiques différentes pour leurs conceptions. La configuration Alpha contient deux pistons moteur dans deux cylindres séparés [1-3]. La configuration alpha est la configuration la plus simple du moteur Stirling, mais elle souffre de l'inconvénient de l'étanchéité puisque les pistons chauds et froids ont besoin des joints pour contenir le gaz moteur. La configuration Bêta contient un déplaceur et un piston moteur incorporés dans le même cylindre [4-7]. La configuration Gamma utilise deux cylindres distincts, l'un pour le déplaceur et l'autre pour le piston moteur [8-10]. Récemment, Cheng et Yang [11] ont indiqué les principales différences entre ces trois types. Ils ont étudié leurs performances visant l'optimisation des paramètres géométriques. Cheng et al. [11] ont réalisé une étude comparative de trois types de moteur Stirling Alpha, Bêta et Gamma et ils ont déduit que le moteur Gamma est le plus capable à fonctionner avec une faible différence de température. Cependant, la diversité des configurations des moteurs Stirling est une contrainte à son développement et en particulier à sa normalisation.

Plusieurs difficultés sont rencontrées lors de la réalisation et l'utilisation des moteurs Stirling tel que le problème du contrôle de la puissance. Il existe quatre méthodes, dans la littérature, pour contrôler la puissance du moteur Stirling :

a) Contrôle de la pression moyenne à l'intérieur du moteur

La puissance du moteur Stirling est reliée à sa pression de travail. D'où la puissance peut être contrôlée par la régulation de la pression par un compresseur externe. La méthode la plus simple pour réduire la puissance

implique de retirer le gaz de travail dans un récipient et fournir du gaz par un compresseur quand il est nécessaire de produire plus de puissance [12]. Dans ce cas, des électrovannes sont activées ou désactivées successivement, délivrant une masse de fluide de travail dans le moteur [13]. Dans la pratique, cette méthode nécessite un contrôle et un suivi minutieux des intervalles de temps et du degré d'ouverture des vannes [14]. Les moteurs Kockums / SES 4-95 et SOLO 161 utilisent cette méthode de commande [15].

b) Contrôle de la course du piston

La puissance peut également être contrôlée en faisant varier la course des pistons. Cette technique peut être appliquée aux moteurs à simple ou double action, et même aux moteurs à piston libre. Le mécanisme de plateau oscillant (swashplate) avec un angle d'inclinaison variable utilisée par le moteur STM 4-120 est utilisé pour commander la puissance [16].

c) Contrôle de l'angle de déphasage

Cette technique est une des meilleures façons qui permet un contrôle rapide de la puissance du Moteur Stirling. Cependant, cette méthode ne peut pas être appliquée aux moteur Stirling à double effet [14]. Un dispositif de conversion de mouvement introduit par Marks [17] modifie la course et la phase des pistons ce qui réduit la puissance du moteur sans perte significative dans l'efficacité.

d) Contrôle des volumes mort

Malgré que l'espace mort représente le volume nuisible qui doit être réduit, une méthode de contrôle de puissance consiste à varier le volume mort en ouvrant une vanne pour incorporé un volume supplémentaire au circuit thermique du moteur. En particulier, les laboratoires Philips préfèrent ce système de contrôle plutôt que le système de contrôle par variation de pression [18]. Récemment, Beltran-Chacon et al. [19] ont proposé un système de contrôle de la puissance du moteur Stirling utilisant un volume mort variable. Ils ont étudié l'influence de ce contrôle sur la puissance produite par le moteur.

D'après l'étude bibliographique, la méthode la plus simple pour réduire ou bien augmenter la puissance est de retirer ou bien introduire une masse à l'intérieur du moteur. C'est-à-dire agir sur la pression de charge par l'intermédiaire d'un compresseur externe commandé par deux vannes: une vanne d'admission de gaz et une vanne de retrait de gaz. Ce papier décrit les essais de mise au point du moteur SG en utilisant la méthode de la commande de la pression. Les essais expérimentaux sont divisés en essais de montée en puissance ou accélération du moteur et en essais de descente de puissance ou ralentissement du moteur. Dans chaque cas, les quantités d'énergie échangées dans chaque échangeur de chaleur sont estimées. Leurs évolutions temporelles sont ainsi enregistrées et interprétées.

2. Dispositif expérimental

2.1. Description

Le moteur Stirling Gamma est un moteur dimensionné par la société allemande Viebach ST05 G. Ce moteur est de type cinématique ayant un système d'entraînement bielle-manivelle. Comme tous les moteurs Stirling, ce moteur est composé de trois échangeurs de chaleur (le réchauffeur, le régénérateur et le refroidisseur) et de deux espaces de travail. Une coupe de ce moteur, sur laquelle apparaissent les cinq espaces élémentaires du moteur, est fournie sur la figure 1. La pression de charge initiale du moteur Stirling Gamma est imposée par un compresseur externe. Ce dernier permet de garder une pression constante à l'intérieur du moteur pendant les mesures expérimentales. Le moteur Stirling Gamma utilise l'air comme fluide de travail comprimé sous une pression de charge maximale de 10 bar. Sa vitesse de rotation maximale est d'environ 600 tr/mn et il peut fournir une puissance mécanique maximale de 500 W. Les espaces de compression et de détente sont disposés suivant un angle de 90°. Ils sont animés par un système classique de bielle-manivelle. Le tableau 1 résume les différentes caractéristiques géométriques de ce prototype.

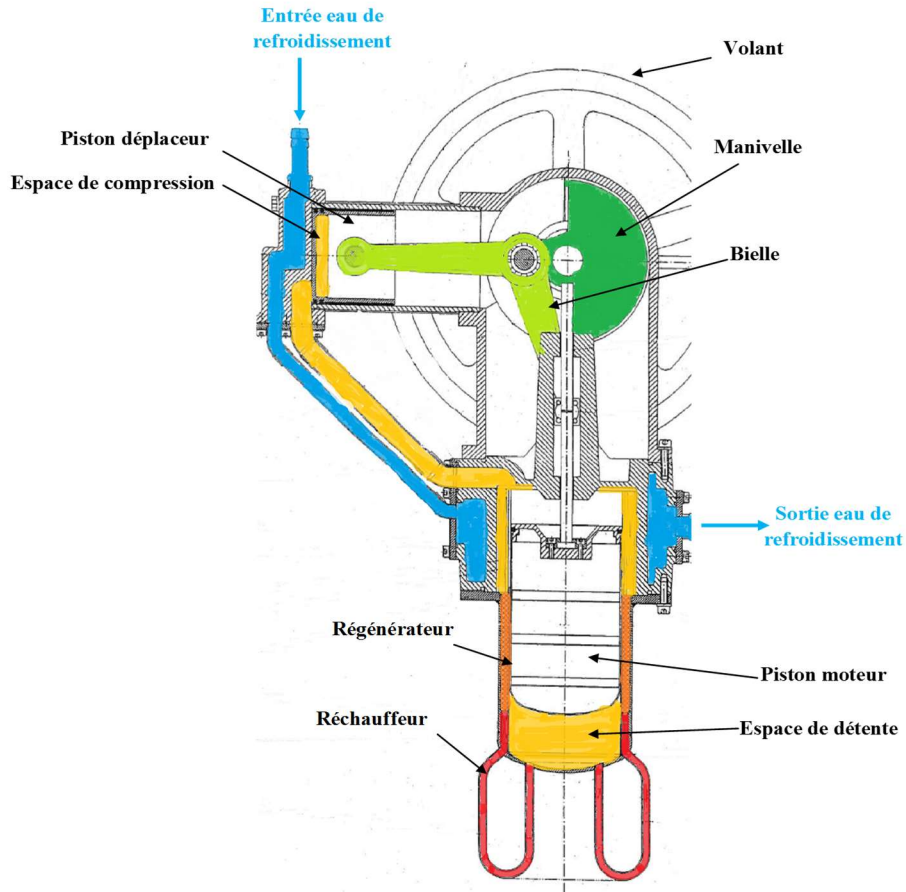


Figure 1. Coupe explicative du moteur Stirling Gamma

Paramètres	Valeurs	Paramètres	Valeurs
Gaz de travail	Air	Régénérateur	
Rayon de la manivelle	66 mm	Diamètre extérieur	134 mm
Longueur de la bielle	130 mm	Diamètre intérieur	98 mm
Espace de compression		Hauteur	50 mm
Diamètre	80 mm	Matériaux	Acier inoxydable
Hauteur	145 mm	Porosité	85%
Course	75 mm	Refroidisseur	
Volume mort	$12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$	Diamètre	12 mm
Espace d'expansion		Longueur	650 mm
Diamètre	95 mm	Réchauffeur	
Hauteur	120 mm	Nombre de tube	20
Alésage	96 mm	Longueur de tube	349 mm
Volume mort	$3.06 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$	Diamètre interne du tube	6 mm
Rapport de compression	3.5		

Tableau 1. Caractéristiques géométriques du moteur Stirling Gamma

2.2. Instrumentation

a. Les thermocouples

Quatre thermocouples de type K et de faibles diamètres sont implantés à l'intérieur de l'espace de compression, à la sortie de l'espace de détente, à l'entrée et à la sortie du circuit d'eau de refroidissement. Huit autres thermocouples sont placés symétriquement et diamétralement opposés sur deux génératrices du

régénérateur TR₁, TR₂, TR₃, TR₄, TR₅, TR₆, TR₇ et TR₈. Chacun est implanté à 1 mm à l'intérieur de la matrice poreuse sans être en contact avec le matériau constituant cette dernière.

b. Capteur de pression

Deux capteurs de pressions sont aussi localisés respectivement dans l'espace de compression et dans l'espace de détente. Le dernier est placé sur une tour de refroidissement permettant de diminuer la température du fluide de travail avant que celui-ci arrive au capteur de pression dont l'électronique de commande ne supporte pas des températures supérieures à 80 °C.

c. Capteur de force

La puissance mécanique produite par le moteur est transmise par une courroie à un alternateur. Ce dernier est monté en bascule sur un plateau oscillant. Un capteur de force est placé au-dessous d'une zone du plateau oscillant. A partir du signal du capteur de force, le couple et la puissance mécanique transmise par la courroie à l'alternateur seront calculés.

d. Débitmètre

Afin de calculer les quantités de chaleur échangées entre le fluide de travail et l'eau de refroidissement, le moteur Stirling est équipé d'un débitmètre à turbine de type KOBOLD à sortie analogique, dont la plage de débits est comprise entre 0 et 24 l/s. Ce dernier est connecté à la centrale d'acquisition.

e. Codeur angulaire

Un codeur angulaire est situé à l'extrémité de l'arbre du moteur Stirling Gamma. Il envoie deux signaux TTL externes au module processeur : Le premier signal est envoyé chaque fois que le vilebrequin effectue un tour complet. Ce signal permet de calculer la vitesse de rotation du moteur Stirling Gamma. Le deuxième signal est envoyé pour chaque variation d'un angle du vilebrequin. Ce signal permet de prendre les mesures sur tous les modules disponibles dans la centrale d'acquisition.

2.3. Transfert de chaleur à l'intérieur d'un moteur Stirling

Les quantités de chaleur échangées à travers les trois échangeurs de chaleur du moteur Stirling Gamma sont calculées comme suit :

La quantité d'énergie thermique transférée dans le refroidisseur Q_k est exprimée par :

$$Q_k = \dot{m}_{eau} (C_p)_{eau} (\Delta T)_{eau} dt \quad (1)$$

Où \dot{m}_{eau} est le débit massique de l'eau de refroidissement, $(C_p)_{eau}$ est la capacité thermique de l'eau de refroidissement, $(\Delta T)_{eau}$ est la différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau de refroidissement et dt est le temps de cycle.

La quantité d'énergie thermique transférée dans le régénérateur Q_r est exprimée par :

$$Q_r = \dot{m}_{air} (C_p)_{air} (T_{x=0} - T_{x=Lr}) dt \quad (2)$$

Où \dot{m}_{air} est le débit massique de l'air contenu dans le moteur, $(C_p)_{air}$ est la capacité thermique de l'air et $T_{x=0}$ et $T_{x=Lr}$ sont respectivement les températures à la sortie et à l'entrée du régénérateur. Ces températures sont calculées par extrapolation des températures des thermocouples TR₁, TR₂, TR₃ et TR₄.

Le travail effectif produit par le moteur Stirling W_{out} est calculé en utilisant l'intégrale suivante :

$$W_{out} = \int_{cycle} -P dV \quad (3)$$

Où P et V sont respectivement la pression moyenne qui règne à l'intérieur du moteur et le volume du moteur Stirling.

La quantité d'énergie thermique transférée dans le réchauffeur Q_h est ainsi déterminée à partir de l'équation d'énergie comme suit :

$$Q_h = W_{out} - Q_k \quad (4)$$

Où W_{out} et Q_k sont respectivement le travail produit par le moteur Stirling et l'énergie transférée dans le refroidisseur.

3. Résultats et discussions

3.1. Protocole expérimentale

Les essais de mise au point du moteur SG sont réalisés par la variation instantanée de la pression à l'intérieur du moteur. L'état de fonctionnement initial est stable tel que la température de chauffage est d'environ 500 °C, le débit de l'eau de refroidissement est d'environ 7 l/mn. L'expérience consiste à perturber un état d'équilibre initial stable en changeant brusquement la pression à l'intérieur du moteur. Un problème statique est rencontré dès l'excitation du régime de fonctionnement stable par un paramètre de fonctionnement. Il y a une création brusque d'un couple moteur qui change le régime de fonctionnement de la stabilité vers l'instabilité. Les évolutions instantanées des paramètres de fonctionnement sont enregistrées jusqu'à ce que l'état d'équilibre final soit atteint. Les essais expérimentaux sont divisés en essais d'accélération du moteur (cas 1 jusqu'au cas 4) et en essais de ralentissement du moteur (cas 5 jusqu'au cas 8). Un ralentissement correspond à une diminution de la pression de charge initiale. Une accélération correspond à une augmentation de la pression de charge initiale. Les conditions de fonctionnement des deux états d'équilibre initial et final sont présentées dans le tableau 2.

Cas	Etat d'équilibre initial				Etat d'équilibre final			
	Vitesse (tr/min)	Couple (N.m)	Puissance (W)	Pression (bar)	Vitesse (tr/min)	Couple (N.m)	Puissance (W)	Pression (bar)
1	317,78	5,196	172,9	2,278	404,67	4,967	210,479	4,624
2	335,248	5,094	178,823	2,268	399,35	4,817	201,46	5,844
3	323,448	5,04	170,697	2,174	408,728	4,662	199,53	6,168
4	344,99	4,971	179,576	2,467	440,129	3,8	175,165	6,703
5	401,9	5,146	216,615	4,594	347,07	5,243	190,568	2,414
6	424,6	4,667	207,504	5,401	347,166	5,06	183,949	2,195
7	438,55	4,109	188,722	6,187	374,643	5,025	197,158	2,487
8	440,12	3,8	175,165	6,703	384,43	4,99	200,948	2,412

Tableau 2. Description des essais expérimentaux lors de la régulation de la pression de charge

3.2. Accélération du moteur

3.2.1. Stabilité de la vitesse de rotation

L'augmentation soudaine de la pression de charge du moteur SG, perturbe l'état d'équilibre initial stable, d'où le système tend vers un nouvel équilibre environ après 1000s (Fig.2). Ceci assume que le moteur Stirling ne peut pas changer sa vitesse rapidement. Suite à l'introduction d'une masse de gaz froide dans le moteur, la valeur de la vitesse atteint un pic maximal puis elle subit une oscillation (décroit puis augmente progressivement) en raison des irréversibilités à l'intérieur du moteur. La vitesse de l'état d'équilibre final stable est environ égale à la valeur de la vitesse à l'instant de l'augmentation de la pression, une légère différence entre les deux valeurs de vitesse est expliquée par la perte par fuite de gaz.

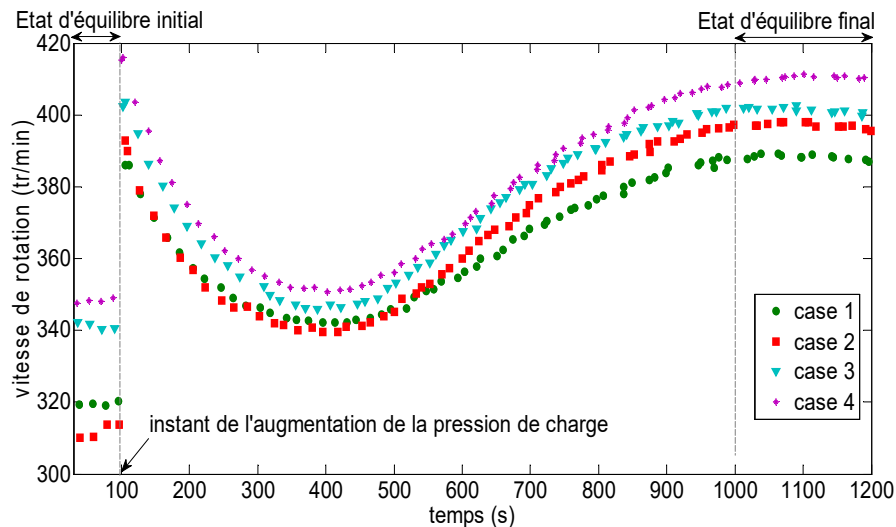


Figure 2. Evolution temporelle de la vitesse de rotation du moteur Stirling lors d'une augmentation de la pression de charge

3.2.2. Stabilité des quantités de chaleur échangées dans chaque échangeur de chaleur

Les quantités d'énergie échangées dans les échangeurs de chaleur de la machine Stirling sont très sensibles aux caractéristiques de l'écoulement oscillatoire. Ainsi, on présente une évaluation de l'énergie échangée dans chaque échangeur lors des essais de la commande de puissance par la méthode de contrôle de pression.

a) Le réchauffeur

Le réchauffeur est l'échangeur de chaleur en contact avec la source chaude (résistance électrique dans notre cas d'expérience). Il est le siège d'une perte d'énergie thermique. En effet, la quantité de chaleur absorbée par le fluide de travail au niveau du réchauffeur est toujours inférieure à la quantité de chaleur fournie au fluide de travail par effet Joule grâce au système de chauffage électrique. La quantité d'énergie thermique échangée dans le réchauffeur est étroitement liée à la masse du gaz de travail (pression de charge). La Fig.3(a) présente l'évolution temporelle de l'énergie échangée dans le réchauffeur avant et après l'augmentation de la pression de charge du moteur Stirling Gamma. Les quantités de chaleur échangées au niveau du réchauffeur augmentent avec la pression de charge du moteur. L'énergie échangée qui n'était que d'environ 155 J avant l'augmentation de la pression, a atteint les 240 J après augmentation de la pression lors de l'expérience numéro 4. L'énergie échangée dans le réchauffeur Q_h a augmenté d'environ 26%, 35% 40% et 54% respectivement lors des expériences numéro 1, 2, 3 et 4.

b) Le refroidisseur

Le refroidisseur est l'échangeur de chaleur en contact avec la source froide (le circuit de l'eau de refroidissement dans notre cas). L'énergie échangée dans cet échangeur est très sensible à la température du fluide de travail. Sachant que l'augmentation de la pression de charge, réduit la différence de température entre l'extrémité chaude et froide. Ainsi, la température de l'espace de compression augmente. Et la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'eau de refroidissement augmente aussi. D'après la Fig.3(b), L'énergie échangée dans le refroidisseur Q_k est proportionnelle à l'augmentation de la pression de charge. Cette énergie a diminué de 37%, 50 %, 56% et 79% respectivement lors des expériences numéro 1, 2, 3 et 4. La quantité de chaleur échangée dans le refroidisseur est négative d'environ -120 J avant l'augmentation de la pression, cette énergie est devenue d'environ -215 J après augmentation de la pression lors de l'expérience numéro 4.

c) Le régénérateur

Le régénérateur est un milieu poreux qui stocke les calories lors de la compression en vue de les restituer au fluide du travail lors de la détente. La Fig.3(c) représente l'évolution de l'énergie échangée dans le régénérateur avant et après augmentation de la pression. L'énergie échangée dans le régénérateur qui n'était que d'environ 380J avant l'augmentation de la pression, a atteint les 800J en régime quasi-stationnaire finale stable, lors de l'expérience numéro 4. Nous pouvons voir que la plus importante quantité de chaleur est échangée à l'intérieur du régénérateur. Ce qui souligne l'importance de ce dernier dans les machines Stirling. L'augmentation de la pression de fonctionnement diminue l'irréversibilité thermique du régénérateur ce qui augmente ainsi la chaleur échangée dans le régénérateur. La quantité de chaleur échangée dans le régénérateur est plus sensible à une variation de la pression de charge. Cette énergie a augmenté d'environ 71% lors du cas d'expérience numéro 1.

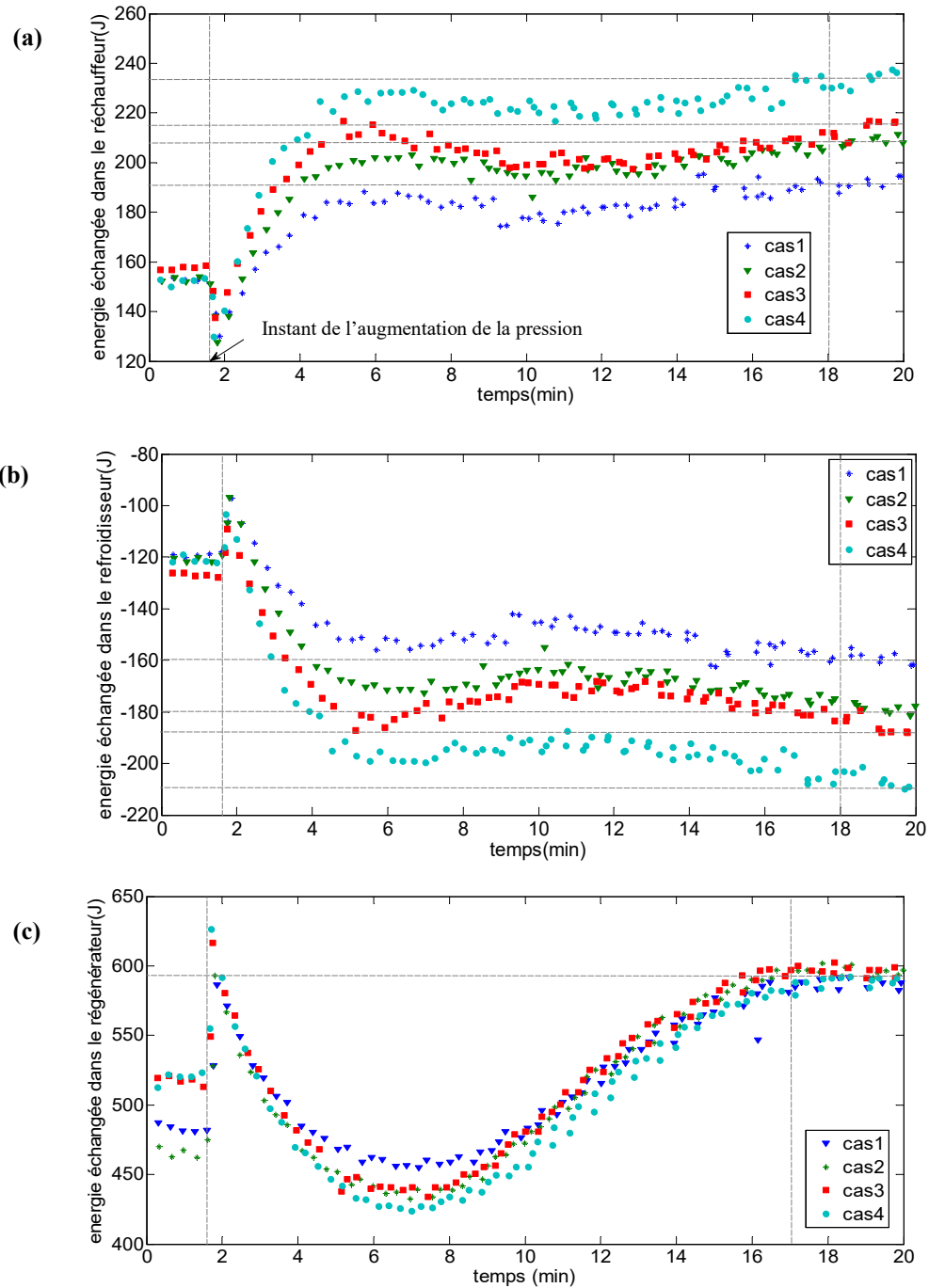


Figure 3. Evolution temporelle des quantités de chaleur échangées à l'intérieur (a) du réchauffeur (b) du refroidisseur (c) du régénérateur lors d'une augmentation de la pression de charge

3.2.3. Stabilité de la puissance

Le taux d'augmentation de la puissance est d'environ 17% lors des deux cas 1 et 2. Et il est d'environ 8% et 4% respectivement lors des cas 3 et 4. (Fig.4) L'augmentation de la pression de charge aboutit toujours à une augmentation de la puissance produite.

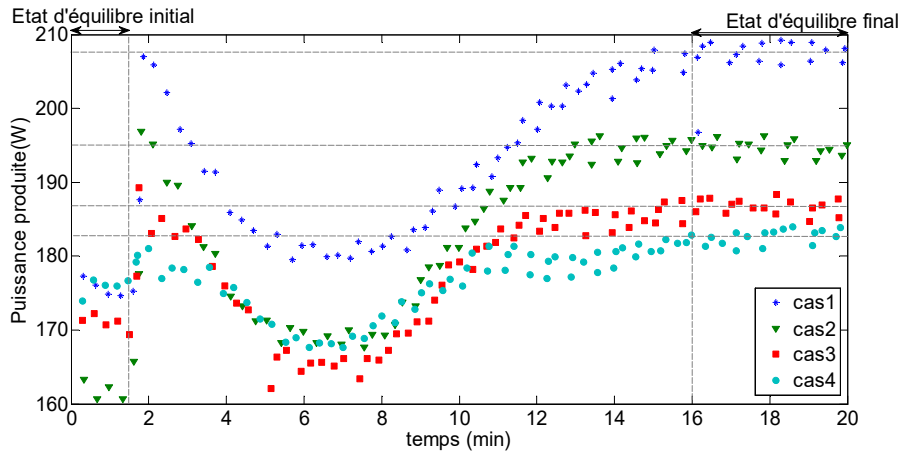


Figure 4. Evolution temporelle de la puissance produite par le moteur Stirling lors d'une augmentation de la pression de charge

3.3. Ralentissement du moteur

3.3.1. Stabilité de la vitesse

La Fig.5 représente l'évolution temporelle de la vitesse de rotation pour les cas expérimentaux de 5 à 8. Après réduction soudaine de la pression qui règne dans les compartiments du moteur, l'évolution de la vitesse suit une oscillation afin d'atteindre l'état d'équilibre final stable. La diminution soudaine de la pression, réduit la vitesse de rotation immédiatement ce qui risque d'emballer l'arbre du moteur Stirling.

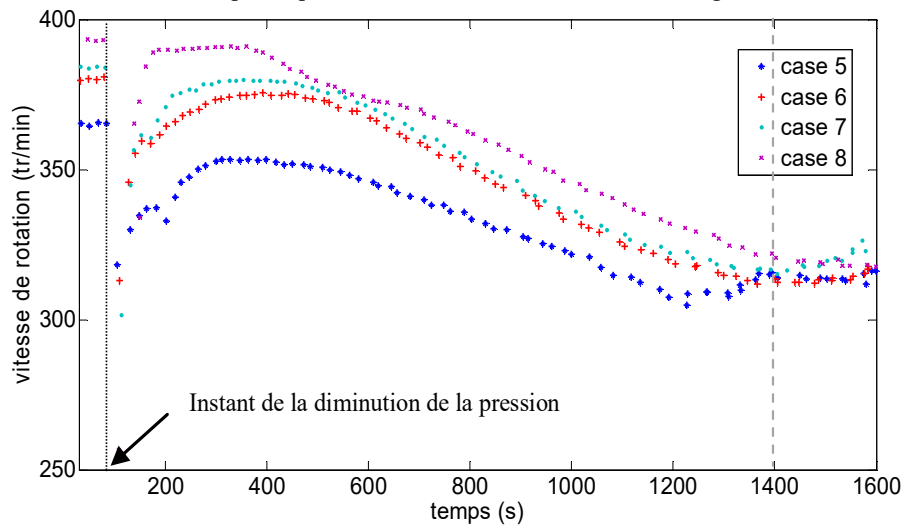


Figure 5. Evolution temporelle de la vitesse de rotation du moteur Stirling lors d'une diminution de la pression de charge

3.3.2. Stabilité des quantités de chaleur échangées dans chaque échangeur de chaleur

La diminution de la pression se traduit par une diminution de la masse du fluide de travail participant aux processus de compression et de détente. Ce qui diminue les quantités d'énergie échangées dans le réchauffeur et dans le régénérateur. Cependant la quantité de chaleur échangée dans le refroidisseur a augmenté légèrement (Fig.6). Directement après réduction brusque de la pression, toutes les quantités de chaleurs se décroissent vers le même état d'équilibre environ 460 J, 150 J et -120 J d'énergie échangée respectivement au niveau du régénérateur, réchauffeur et refroidisseur lorsque $P_i=2\text{bar}$. Il est clairement visible que l'intensité de la perturbation n'a pas d'influence sur le temps nécessaire pour atteindre l'état d'équilibre final. D'après la Fig.6(c), Nous pouvons voir que la plus importante quantité de chaleur est échangée à l'intérieur du régénérateur. L'énergie échangée dans le régénérateur est réduite d'environ 29%, 42%, 44% et 53% respectivement lors des expériences 5, 6, 7 et 8.

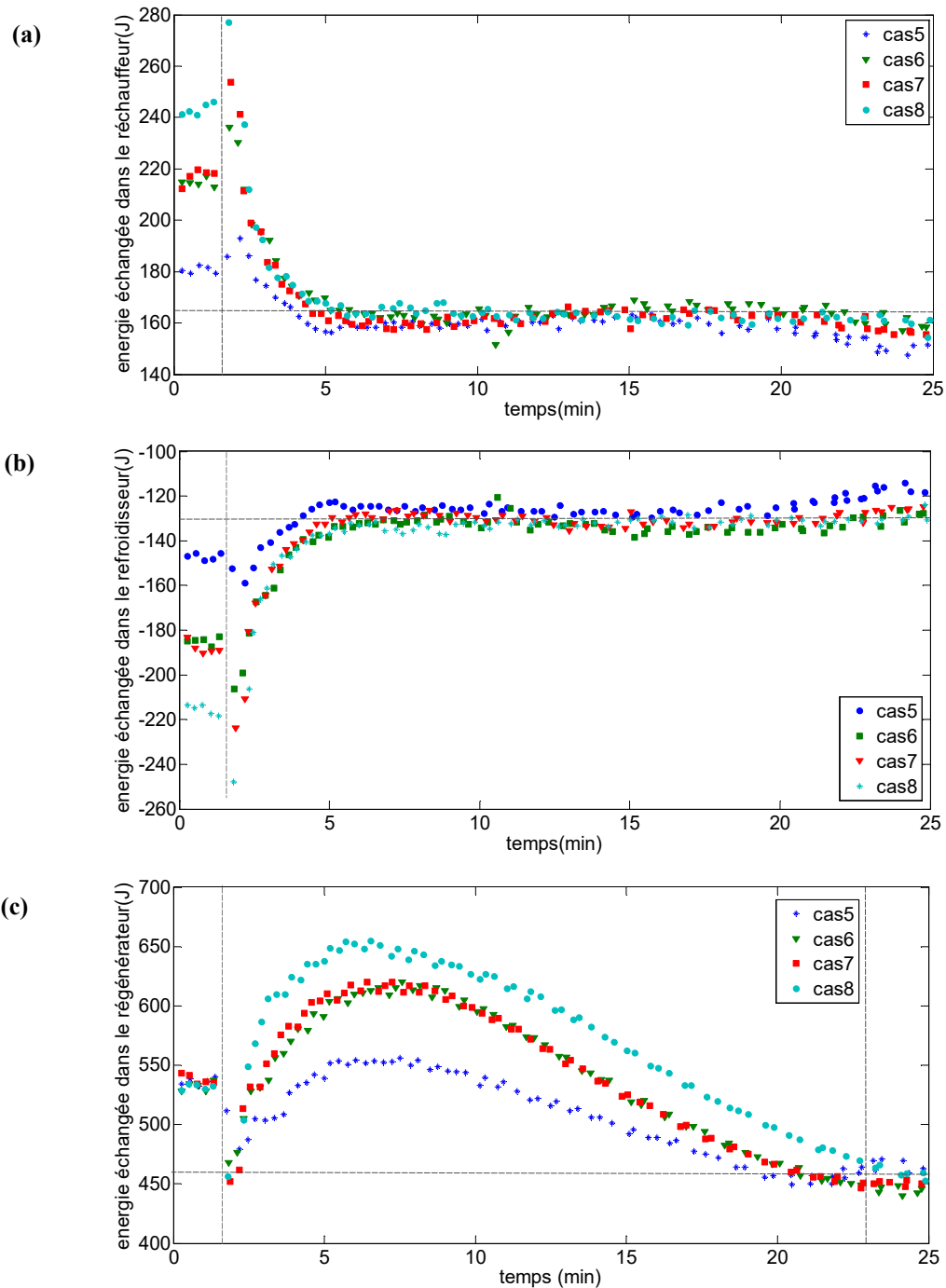


Figure 6. Evolution temporelle des quantités de chaleur échangées à l'intérieur (a) du réchauffeur (b) du refroidisseur (c) du régénérateur lors d'une diminution de la pression de charge

3.3.3. Stabilité de la puissance

La Fig.7 montre l'évolution temporelle de la puissance avant et après réduction brusque de la pression de charge du moteur SG. Le taux de réduction de la puissance est d'environ 15%, 10,6%, 7,2% et 6,7% respectivement lors des expériences numéro 5, 6, 7 et 8.

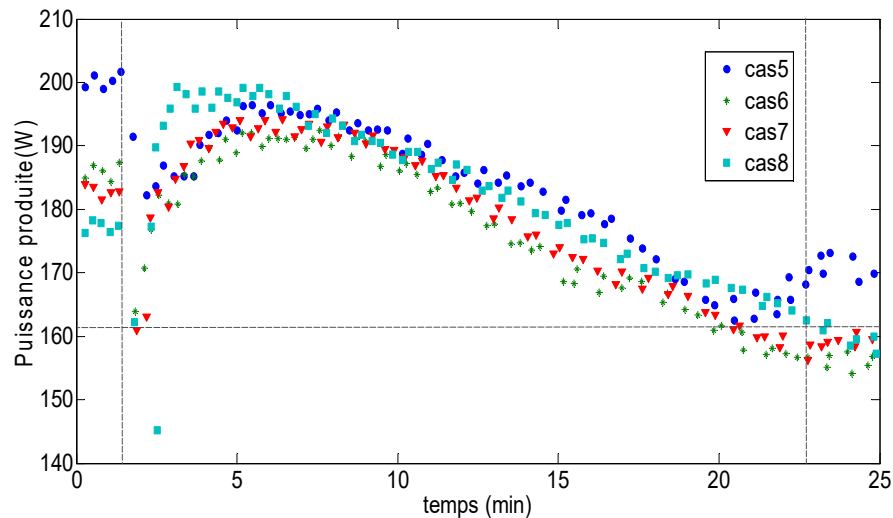


Figure 7. Evolution temporelle de la puissance produite par le moteur Stirling lors d'une diminution de la pression de charge

4. Conclusion

Le control de la puissance par la commande de la pression de charge du moteur est un moyen facile pour adapter la vitesse de rotation selon l'utilisation. Cependant, cette méthode nécessite un contrôle et un suivi minutieux des intervalles de temps et du degré d'ouverture des vannes d'admission et de retrait du gaz de travail. A partir des essais de mise au point, nous pouvons conclure que:

- La plus importante quantité de chaleur est échangée à l'intérieur du régénérateur.
- Le moteur SG ne peut pas changer la vitesse rapidement.
- La méthode de contrôle de la pression risque d'emballer le moteur et produit énormément de vibration.
- En régime in-stationnaire, l'augmentation de la pression de charge du moteur Stirling provoque un emballement jusqu'à un nouveau point stable qui peut être dangereux mécaniquement.
- En régime in-stationnaire, la diminution de la pression de charge du moteur Stirling provoque un calage du moteur qui se produit lorsque la pression de charge du moteur est insuffisante pour vaincre les forces de frottement à l'intérieur de la machine Stirling.

References

- [1] Costa S.C., Barrutia H., Esnaola J. A., Mustafa Tutar, Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator, *Energy Conversion and Management*, Vol. 67, pp. 57-65, **2013**.
- [2] Youssef Timoumi, Iskander Tlili, Sassi Ben Nasrallah. Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy* 33 (2008) 2134–2144.
- [3] El-Ehwany A.A, Hennes G.M, Eid E.I, El-Kenany E.A. Development of the performance of an alpha-type heat engine by using elbow-bend transposed-fluids heat exchanger as a heater and a cooler. *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp.1010-1019, **2011**.
- [4] Cheng C-H, Yu Y-J, Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models. *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 714-725, **2011**.
- [5] Hachem H., Gheith R., Aloui F., Ben Nasrallah S. and Dincer I., Exergy assessment of heat transfer inside a Beta type Stirling engine, *International Journal of Exergy*, Vol. 20, No. 2, **2016**.
- [6] Chin-Hsiang CHENG, Chu-Yin HUANG , and Hang-Suin YANG . Experimental and Theoretical Study of a 90-K Beta-Type Stirling Cooler with Rhombic-Drive Mechanism. Copyright © by ISEC International Stirling Engine Committee. All right reserved. 2014.
- [7] Cinar C., Yucesu S., Topgul T., Okur M., Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure, *Applied Energy*, 81, 351-357 (2005(1)).
- [8] Gheith R., Aloui F., Tazerout M., Ben Nasrallah S. Experimental investigations of a Gamma Stirling engine. *Energy Research*, Vol. 36, pp. 1175–1182, **2012**.
- [9] Ruijie Li, Lavinia Grosu, Diogo Queiros-Condé. Losses effect on the performance of a Gamma type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 114, pp. 28–37, **2016**.

- [10] Nezaket Parlak, Andreas Wagner, Michael Elsner, Hakan S. Soyhan, Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions, *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 266–273, **2009**.
- [11] Cheng CH, Yang HS. Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis. *Appl Energy* 2012;92:395–405.
- [12] Jaspers HA. Power-control system for Stirling engines. United States: North American Philips Corporation; **1975**.
- [13] Squier JJDSE. Performance of the vanguard solar Dish-Stirling engine module. Canoga Park, California: Energy Technology Engineering Center; **1986**.
- [14] Thombare DG, Verma SK. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 12(1), pp.1-38, **2008**.
- [15] Siva Reddy V, Kaushik SC, Ranjan KR, Tyagi SK. State-of-the-art of solar thermal power plants: A review. *Renew Sustain Energy Rev*, Vol. 27, pp.258e73, **2013**.
- [16] Stine WB, Diver RB. A compendium of solar dish/Stirling technology. Other Information: PBD, **1994**.
- [17] Marks, D.T., Stirling engine power control and motion conversion mechanism. Google Patents, **1983**.
- [18] Walker G. Stirling engines. , New York: Oxford University Press; **1980**.
- [19] R. Beltran-Chacon, Daniel Leal-Chavez, D. Saucedo, Manuel Pellegrini-Cervantes, Monica Borunda. Design and analysis of a dead volume control for a solar Stirling engine with induction generator, *Energy* , Vol. 93, pp. 2593-2603, **2015**.