

# Caractérisation expérimentale d'un moteur Stirling de type Beta.

Hakeem KHIRZADA \*, Steve DJETEL-GOTHE, François LANZETTA,  
Didier CHAMAGNE, Philippe NIKA, Didier MARQUET<sup>1</sup>

Institut FEMTO-ST, UMR 7174  
Département ENERGIE  
Université de Franche-Comté/CNRS/ENSMM/UTBM  
Parc technologique – 2 avenue Jean Moulin – 90000 Belfort  
\*(auteur correspondant : [hakeem.khizrada@univ-fcomte.fr](mailto:hakeem.khizrada@univ-fcomte.fr))

<sup>1</sup>ORANGE Labs – IMT/OLN  
38-40, rue du Général-Leclerc  
92794 Issy Moulineaux Cedex 9

**Résumé** – Dans cet article, nous étudions le comportement de la phase de prédémarrage correspondant au temps de préchauffage avant la mise en route du moteur Stirling. Les essais expérimentaux présentés concernent principalement la montée en température du volume de détente du moteur réalisé. Nous avons comparé des grandeurs thermodynamiques dans les différents volumes de détente, de compression et également au niveau de la source chaude et du puits froid. Les résultats expérimentaux et de simulations ont été comparés, s'appuyant sur les différentes solutions mécaniques. Nous avons apporté dans les réalisations un soin particulier à l'étanchéité dynamique au niveau du piston moteur et du déplaceur. Les essais menés avec de l'air ont montré une excellente tenue à la pression, sans fuite du gaz de travail.

## Nomenclature

$T_c$	température du collier chauffant, °C	$TE$	température volume d'expansion, °C
$P_c$	puissance du collier chauffant, $W$	$R_{th}$	résistance thermique, $K.W^{-1}$
$C_p$	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$h$	hauteur, $m$
$T$	température, $K$ ou °C		<i>Symboles grecs</i>
$S$	surface, $m^2$	$\Delta$	différence
$D$	diamètre, $m$	$\lambda$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$P$	puissance, $W$	$\phi$	flux de chaleur, $W$
$P_d$	puissance dissipé, $W$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$Q_v$	débit volumique, $L.min^{-1}$		<i>Indices et exposants</i>
$x$	longueur, $m$	$c$	collier chauffant
$T_{SE}$	température Sortie boîte à Eau, °C	$p$	pression constante
$T_{EE}$	température Entrée boîte à Eau, °C	$d$	dissipé
$T_i$	température entre TSE et TEE, °C	$i$	intermédiaire
$TC$	température volume de compression, °C	$v$	volumique

## 1. Introduction

Dans un cycle de Stirling, le gaz de travail reçoit de la chaleur en provenance de l'échangeur chaud lors de la phase de détente. En régime dynamique, la chaleur du fluide est successivement stockée dans le régénérateur puis déstockée lors des deux phases de transfert isochore du fluide au cours du cycle thermodynamique. Le régénérateur est un échangeur thermique jouant un rôle essentiel dans le bon fonctionnement des machines Stirling [1-3]. Le mouvement déphasé du déplaceur par rapport au piston force le gaz à traverser le régénérateur

tout en cédant sa chaleur. Un moteur Stirling sans régénérateur devrait absorber jusqu'à cinq fois plus de chaleur au niveau de l'échangeur chaud pour obtenir les mêmes performances qu'un moteur possédant un régénérateur [2]. Une difficulté supplémentaire réside dans les flux thermiques de conduction au travers du régénérateur par pontage direct entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid. Il faut donc minimiser les surfaces de passage entre ces deux zones et optimiser les matériaux. Nous présentons un travail expérimental portant sur les moyens de réaliser l'apport de chaleur au niveau de la source chaude (réduction des pertes) tout en minimisant la conduction thermique directe entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid. Nous précisons que l'étude concerne la phase de préchauffage de la machine, c'est à dire avant la mise en route précédant l'établissement d'un régime stationnaire. Nous comparons les résultats obtenus par des simulations numériques à ceux correspondant aux essais expérimentaux et nous vérifions l'exactitude des données par des bilans énergétiques pour les différents essais.

## 2. Simulations thermo-mécaniques

### 2.1. Choix des matériaux

L'objectif des simulations numériques que nous avons menées est d'évaluer de manière précise les échanges thermiques réels entre le fluide de travail (air) et les parois internes de la machine de manière à apporter des améliorations permettant d'optimiser le flux de chaleur cédé par la source chaude (logiciel Comsol). D'autre part, une telle analyse est destinée à permettre des améliorations de la conception mécanique (logiciel Solidworks) et d'obtenir de meilleures performances thermiques en fonctionnement. Les données thermo-physiques des matériaux pour les simulations sont données dans le tableau suivant (Tableau 1).

Pièce	Matière	$\lambda$	$C_p$	$\rho$
		$W.m^{-1}.K^{-1}$	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$kg.m^{-3}$
Tête chaude	Cuivre	400	385	8700
Tête froide	Alliage d'aluminium	201	900	2700
Déplaceur	Inconel 625	9.8	410	8440
Support régénérateur	Inconel 625	9.8	410	8440
Régénérateur	Inox316 porosité 40%	18	702	4740
Boîte à eau	AU4G	120	920	2800
Collier chauffant	Stéatite	2 à 3	850	2900

Tableau 1 : Propriétés physiques des matériaux utilisés

Le choix des matériaux pour la réalisation des diverses parties de la machine a été mené, en prenant en compte les températures admissibles par les matériaux ainsi que leurs propriétés thermophysiques telles que la capacité calorifique et la conductivité thermique (Tableau 1). Afin d'éviter l'apparition de corrosion (contact avec l'air chaud) l'acier a été écarté pour la réalisation de la partie chaude et a été remplacé par l'inox plus résistant à ce type d'oxydation.

### 2.2. Choix de la source de chaleur

L'utilisation d'un collier<sup>1</sup> électrique chauffant (céramique blindé type 270) pour piloter le flux de chaleur imposé à la tête chaude du moteur a été jugée judicieuse. Parmi l'ensemble des solutions envisageables, cette solution présente plusieurs avantages. Ainsi, il n'y a pas de

<sup>1</sup> Caractéristiques : Puissance surfacique 8W/cm<sup>2</sup>, épaisseur 10mm, hauteur 50mm

produit de combustion nécessitant une évacuation vers l'extérieur. De plus, contrairement à une source de chaleur par combustion (combustibles solides, liquides ou gazeux), la puissance exacte imposée sur la tête chaude peut être facilement régulée et déterminée. Et pour finir, la manipulation est plus sûre offrant moins de risque d'incendie.

### 2.3. Simulations thermiques (logiciel Comsol)

L'utilisation d'une simulation numérique des transferts de chaleur conductifs permet de donner une première idée des répartitions des champs de température dans la machine avec un temps de calcul réduit. Le choix s'est porté uniquement sur l'aspect conductif, car les échanges par convection avec l'air à l'intérieur du moteur (gradients de température, vitesse du fluide, ...) ne sont pas encore assez bien connus pour être intégrés dans nos modèles. De plus, simuler entièrement la dynamique du gaz de travail à l'intérieur du moteur en 3D afin de déterminer les gradients de température dans les différents volumes du moteur, demanderait beaucoup de temps de calcul. Même en utilisant un modèle 2D en régime dynamique, il est difficile d'aboutir à des résultats concrets et fiables [4].

Pour la même raison, la simulation a été limitée seulement au quart de la géométrie de la machine complète, ce qui est rendu possible grâce à la symétrie des éléments [5]. Afin que les températures dans le collier chauffant et la tête chaude du moteur soient évaluées justement, il faut tenir compte de la résistance thermique de contact entre les deux pièces. Dans les premières simulations effectuées, les valeurs obtenues du gradient de température étaient faibles car la résistance de contact n'était pas prise en compte. Dans les simulations suivantes, la valeur de la résistance de contact a été évaluée à  $0,001 \text{ K.W}^{-1}$  permettant d'obtenir des valeurs de températures plus réalistes. Selon la classique loi de Fourier, la résistance thermique conductive  $R_{th}$  peut être déterminée par la relation :

$$\phi = \lambda.S. \frac{\Delta T}{\Delta x}.dt \quad \text{soit} \quad R_{th} = \frac{\Delta x}{\lambda.S} \quad (1)$$

La densité de puissance de chauffage est de  $80 \text{ kW.m}^{-2}$ , valeur d'entrée dans les simulations COMSOL Multiphysics et Solidworks. La surface de contact et la puissance délivrée au niveau de ce collier chauffant sont déterminées suivant le diamètre de l'échangeur chaud. Lors de nos essais nous avons pu constater qu'en raison des pertes par conduction dans les parois de la machine, une partie importante de la puissance thermique de l'échangeur chaud, partait directement dans l'eau circulant à l'échangeur froid. Ce flux de chaleur est donc totalement perdu sans profiter au chauffage du fluide de travail interne. La figure 1 issue de nos simulations montre bien qu'il subsiste des ponts thermiques, le flux de chaleur traverse la paroi en cuivre du cylindre en pontant le régénérateur. L'ajout d'une bague isolante d'un centimètre de hauteur en zircone<sup>2</sup> dans la tête chaude nous a permis de passer d'une température interne de gaz de  $215^\circ\text{C}$  à  $500^\circ\text{C}$  dans le volume de détente. Malgré cette amélioration, une partie notable du flux thermique a encore tendance à être perdue par conduction vers l'échangeur froid refroidi par circulation d'eau (figure 2).

<sup>2</sup> Zircone : isolant céramique; caractéristique :  $\lambda = 2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  ;  $\rho = 5750 \text{ kg.m}^{-3}$  ;  $C_p = 420 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

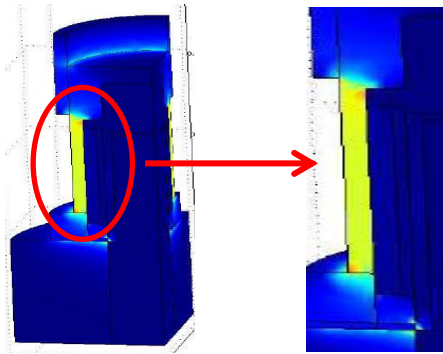


Figure 1 : Conduction du flux à travers la paroi en cuivre

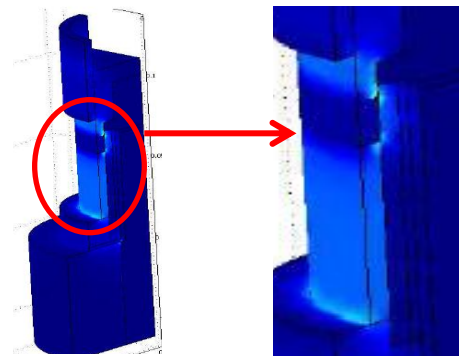


Figure 2 : Isolant zirconie 1 cm

L'épaisseur doublée de l'isolant en zirconie (figure 3) force davantage le flux à passer dans le régénérateur. La température du gaz interne croît jusqu'à 700°C, diminuant ainsi l'influence du pont thermique. Cependant derrière l'isolant, le flux de chaleur est à nouveau conduit par la paroi en cuivre jusqu'à l'échangeur froid en aluminium où il est évacué par l'eau.

Suite aux simulations faites avec le logiciel, une solution prometteuse serait d'utiliser un échangeur chaud réalisé en deux parties. Le haut de cet échangeur chaud serait en cuivre, afin de transmettre un maximum de chaleur du chauffage au fluide interne (par conduction puis convection interne), et le bas serait en inconel 625 ou inox, afin de limiter les dissipations de la chaleur par conduction vers l'échangeur froid. Cet échangeur chaud en deux matières (cuivre et inox) forcerait ainsi le flux à passer par le régénérateur (figure 4). Cette configuration serait plus simple à réaliser que la pose d'un isolant au niveau du sectionnement en deux parties de l'échangeur chaud, notamment en diminuant les problèmes d'étanchéité du fluide.

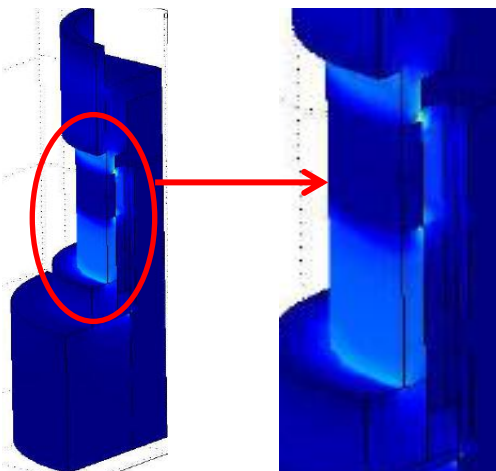


Figure 3 : Isolant zirconie 2 cm

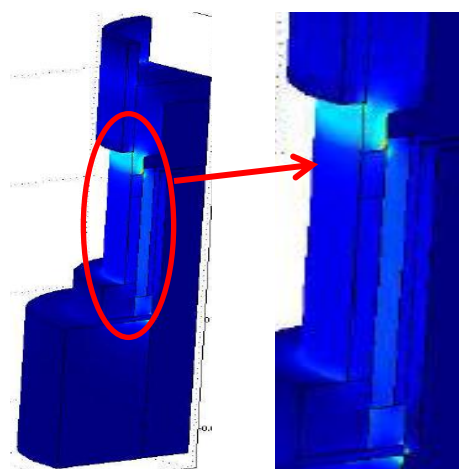


Figure 4 : Échangeur en 2 matières cuivre-inox

La solution la plus avantageuse semble donc être cet échangeur en deux parties (figure 4), permettant d'atteindre des températures internes de gaz de l'ordre de 1000°C dans le volume de détente, tout en évitant au maximum les déperditions par conduction à travers les parois. Il est évident qu'à de tels niveaux de températures le moteur devrait produire plus de puissance permettant ainsi de compenser amplement les pertes dues aux frottements mécaniques. Outre

l'importance de l'aspect physique du problème, une conception avec un logiciel de CAO permet d'obtenir une représentation de la solution optimale : l'augmentation de la surface d'échange entre le gaz de travail (air) du volume de détente et les parois. Pour compléter cette étude thermique, il a été nécessaire de lui adjoindre une étude mécanique mettant en évidence les dilatations et les jeux des pièces mécaniques.

## 2.4. Simulations et conceptions (avec le logiciel Solidworks)

Comme nous l'avons évoqué, une amélioration importante consiste à diminuer le flux thermique conductif dû au pontage thermique direct entre les échangeurs chaud et froid (figure 6) en diminuant les surfaces de contact entre ces deux échangeurs. Un système de rainures (voir figure 5) augmente significativement la surface d'échange à l'intérieur de la tête chaude supérieure de la machine.

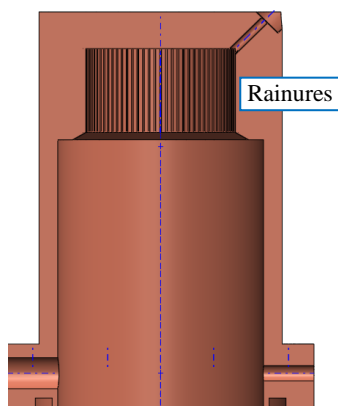


Figure 5 : Augmentation de la surface par rainurage

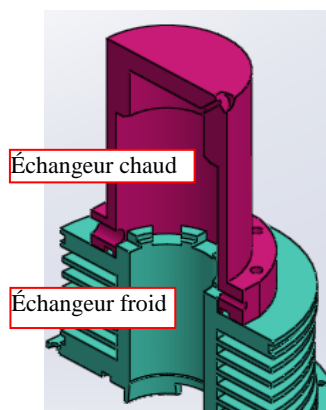


Figure 6 : Échangeurs chaud et froid

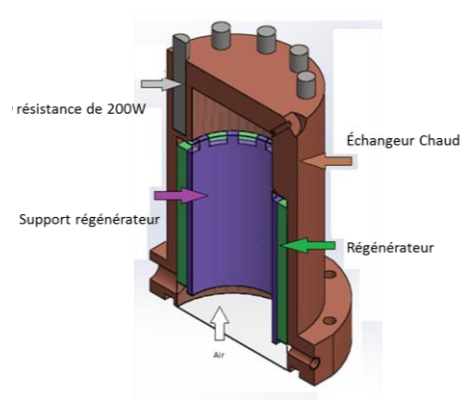


Figure 7 : Implantation de neuf cartouches chauffantes

Les simulations ont montré qu'un rainurage interne (figure 5) associé à une diminution de la surface de contact des pièces (figure 6) permettait d'élever de 10 % la température dans le volume de détente du moteur Stirling.

Pour intensifier le flux de chaleur cédé, une seconde amélioration a consisté en l'implantation de neuf cartouches<sup>3</sup> chauffantes de 200 W chacune sur la tête chaude (voir figure 7). Ce système permet d'obtenir une température interne maximale de 750 °C au niveau de la cartouche. Ainsi, cette implantation de cartouches chauffantes a permis de passer d'une température de 380 °C à 540 °C dans le volume de détente soit une augmentation de 42 % correspondant à 160 °C de plus.

## 3. Résultats expérimentaux

La figure 8 montre que l'échauffement par collier chauffant permet d'atteindre une température maximale de 280 °C dans le volume de détente en réduisant le débit d'eau au minimum à une valeur de 0,6 L.min<sup>-1</sup> (Tableau 2). Ce faible débit a pour conséquence l'échauffement du côté froid, et des éléments mécaniques du carter pressurisé (roulements, joints d'étanchéité de l'arbre d'entraînement notamment). Il est donc important de veiller au

<sup>3</sup> Caractéristiques cartouches chauffantes : diamètre 6,5 mm, hauteur 40 mm, puissance 200 W, température maximale 750°C

débit d'eau et à la température du système de refroidissement. Dans le tableau 2 ci-dessous un premier bilan d'énergie concernant une première expérimentation (figure 8) est établi :

Essai	Débit mini	Débit maxi
$Q_V$ (L/min)	0,6	2,5
$T_c$ (°C)	650	600
$P_c$ (W)	700	700
$P_d$ (W)	335	698
$TE$ (°C)	280	200
$TC$ (°C)	160	140
$TSE$ (°C)	28	20
$TEE$ (°C)	20	16
$\Delta Ti$ (°C)	8	4

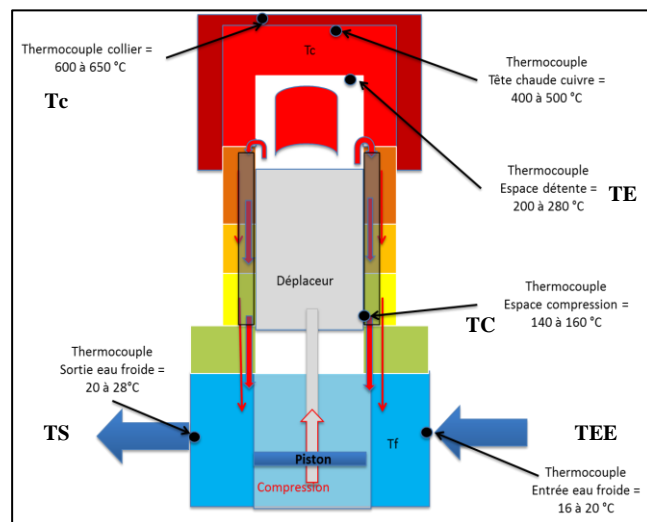


Figure 8 : Mesures avec collier chauffant

Table 2 : Bilan de puissance de la 1<sup>ère</sup> expérience

Un deuxième bilan d'énergie concernant la 2<sup>ème</sup> expérimentation (Figure 9) est établi:

Essai	Débit constant
$Q_V$ (L/min)	3,27
$T_c$ (°C)	720
$P_c$ (W)	1840
$P_d$ (W)	1825
$TE$ (°C)	497
$TC$ (°C)	187,5
$TSE$ (°C)	26,5
$TEE$ (°C)	18,5
$\Delta Ti$ (°C)	8

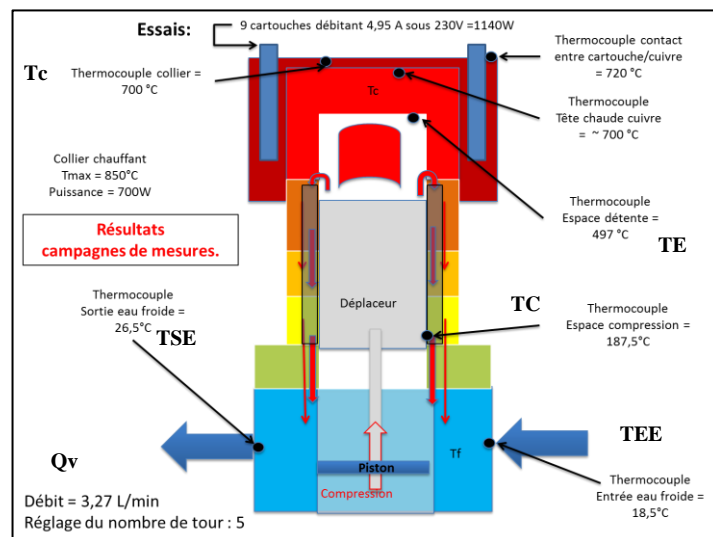


Figure 9 : Mesures avec collier chauffant et cartouches chauffantes

Tableau 3 : Bilan de puissance de la 2<sup>ème</sup> expérience

La figure 9 décrit l'expérience menée avec l'ensemble cartouches et collier chauffants permettant d'augmenter la température, atteignant même 720°C au niveau du contact entre la cartouche chauffante et la matière en cuivre de l'échangeur chaud (figure 9). Les points de mesure des thermocouples sont représentés par des points noirs sur la figure 9. La sonde de température du collier chauffant est reliée à un régulateur PID (modèle 3200) qui contrôle l'élévation de la température en fonction de la température de consigne. Les sondes utilisées



lors de nos mesures sont des thermocouples de type K (chromel/alumel) qui sont les plus utilisés du fait de leur large gamme de température (-200°C à 1200°C). De plus, les matériaux chromel et alumel constituant les thermocouples supportent une atmosphère oxydante. En ce qui concerne le circuit de refroidissement, l'eau du réseau traverse l'échangeur froid en passant par un débitmètre en amont. L'eau refroidit la partie inférieure du moteur puis est évacuée.

La puissance électrique délivrée de 1840 W est évacuée par le débit d'eau froide réglé à 3,27 L.min<sup>-1</sup> représentant un flux de chaleur dissipé par l'eau de 1825 W (Tableau 3). De plus, l'échangeur chaud est un bloc de cylindre en cuivre pur qui est en contact direct avec le bloc d'aluminium de l'échangeur froid. Ainsi, en prenant en compte les caractéristiques des matériaux (Tableau 4) [6], il devient évident que l'ensemble des flux thermiques est conduit à travers les parois comme cela avait été démontré par les simulations (figure 1).

	Aluminium	Acier	Inox 18/8	Cuivre
Masse volumique (g.cm <sup>-3</sup> )	2,7	7,8	7,9	8,9
Température de fusion (°C)	658	1450	1424	1083
Chaleur spécifique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	960	420	500	376
Conductivité thermique (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	220	46	16	385
Coefficient de dilatation x10 <sup>-6</sup> (K <sup>-1</sup> )	24	12	17	16,5
Allongement (%)	40	40	55	45
Dureté Brinell (HB)	20	120		50
Module d'élasticité (MPa)	70 000	210 000	200 000	120 000

Tableau 4 : *Caractéristiques des différents matériaux*



Figure 9 : *Échangeur chaud en cuivre*



Figure 10 : *Moteur avec collier chauffant*



Figure 11 : *Moteur avec collier et cartouches chauffantes*

Les résultats des essais semblent cohérents avec les simulations précédentes sauf au niveau du volume de détente avec 100 °C de différence sur la température du gaz. Cela peut s'expliquer par le fait qu'au niveau expérimental l'échangeur chaud introduit des pertes de chaleur supplémentaires dues à une mauvaise isolation thermique, et à la fluctuation du débit d'eau. De plus, lors des simulations sous Solidworks, l'air (fluide de travail) est considéré comme un solide.

#### 4. Conclusion

Les simulations numériques des deux logiciels fournissent des résultats proches de la réalité. Pour mener à bien ces calculs, nous avons dû imposer un flux de chaleur côté source chaude et une température côté puits froid maintenue constante par un débit d'eau réglable.

Les valeurs des températures internes du gaz et du flux thermique cédé à la source chaude ont été améliorées pour les différentes configurations successives. Le but de notre étude a consisté à trouver les moyens d'augmenter la température du volume de détente et de restreindre les fuites de flux de chaleur par conduction. Ainsi les simulations avec COMSOL Multiphysics ont montré que le flux de chaleur passait directement à travers les parois du cuivre vers l'échangeur froid. Un compromis doit être trouvé, le matériau doit être suffisamment conducteur au niveau de la source chaude pour transmettre la chaleur dans le volume de détente, mais il ne doit pas transmettre directement le flux de chaleur dans la partie froide. Il s'avère que la matière utilisée (inconel) seule ne permet pas d'augmenter la température de la zone chaude interne mais permet de réduire au minimum la conduction de chaleur. Une tête chaude en cuivre seule permet une bonne conduction de la chaleur aussi bien par conduction que convection d'où une meilleure élévation de la température. L'échangeur chaud en cuivre pur avec des rainures transmet bien le flux de chaleur vers le fluide de travail en même temps que vers l'échangeur froid (en aluminium) à cause de l'épaisseur de la paroi. De ce fait, l'ensemble du flux de chaleur est évacué par l'eau de refroidissement qui circule dans l'échangeur froid comme cela a été démontré à la fois par les simulations et par les essais expérimentaux. Les simulations de ces flux thermique sont renforcées par des améliorations de conception sous Solidworks. Notamment, un des points essentiels concerne cette épaisseur de paroi qui est dimensionnée de sorte que la température puisse croître tout en résistant à la pression. La partie conception a démontré que l'augmentation de la surface d'échange par rainurage et la diminution de surface de contact permettent un gain de 10 % en température alors que l'insertion de cartouches permet un gain de 42 % dans ce même volume de détente avec un coût moindre. D'autre part, une diminution trop forte du débit d'eau traversant l'échangeur froid, afin d'augmenter encore la température dans cet espace détente, risque d'endommager le système mécanique (spécifiquement les joints) situé dans cette partie froide qui n'est pas dimensionnée pour des températures élevées. C'est pourquoi la partie conception a permis d'éclaircir ces points et apporter les améliorations thermiques nécessaires. Ces simulations ont montré l'importance du contact entre les différentes pièces (résistances de contacts, ponts thermiques) au niveau des échangeurs chaud et froid ainsi que le choix des matériaux utilisés.

## Références

- [1] A.J. Organ, *The regenerator and the Stirling engine*, Wiley, New-York (1997).
- [2] G.T. Reader, C. Hooper, *Stirling Engines*. London, New York, E. &F.N. Spon (1983).
- [3] G. Walker, *Stirling Engines*. Oxford: Oxford University Press (1980).
- [4] N. Martaj, L. Grosu, P. Rochelle, S. Savarese, R. Bennacer. Machine frigorifique Stirling de type beta. Étude numérique et expérimentale. *Congrès SFT 2011*. (Perpignan. Vol. 1). pp.397-403.
- [5] N. Martaj, P. Rochelle, L. Grosu, R. Bennaceret S. Savarese, Moteur Stirling à faible différence de températures (LTD) : confrontation simulations numériques et expérimentation, *Proc. Congrès SFT*, (Toulouse, 3-6 juin 2008), 729-735.
- [6] R. Devalay, Ingénieur de l'École Nationale Supérieure d'Électrochimie et d'Électrometallurgie de Grenoble, *Données numériques sur l'aluminium non allié*, Formulaire M.443, Techniques de l'Ingénieur, traité Matériaux métalliques.

## Remerciements

Ce travail a bénéficié d'une participation financière de l'entreprise ORANGE Labs.