

Machine frigorifique Stirling de type Beta. Etude numérique et expérimentale

Nadia MARTAJ¹, Lavinia GROSU^{1*}, Pierre ROCHELLE¹, Stephan SAVARESE², Rachid BENNACER³

¹ Laboratoire LEME, Université Paris Ouest Nanterre-La Défense, 50, rue de Sèvres, 92410 Ville d'Avray

² Comsol, France

³ Dpt GC/ LMT-Ecole Normale Supérieure – Cachan, 61 av. du président Wilson, F-94235 Cachan Cedex, France

*auteur correspondant lavinia.grosu@u-paris10.fr

Résumé - Les problèmes liés à la destruction de la couche d'ozone, posés par l'utilisation de composés organo-chlorés décrivant un cycle inverse, nous amènent à prendre en considération le développement d'autres alternatives. L'utilisation des cycles frigorifiques simples inverses de type Stirling ou Ericsson, utilisant de l'air ou un autre gaz inerte, devient ainsi intéressante. Cette étude concerne une machine frigorifique Stirling de type Beta, confrontation des résultats de deux simulations numériques, une CFD (2D) et une 0D, aux résultats expérimentaux.

Nomenclature

A	surface d'échange de chaleur, m^2
c_p	chaleur spécifique à p=cte, $Jkg^{-1}K^{-1}$
C	course, m
D	diamètre, m
k	coefficient d'échange thermique, $Wm^{-2}.K^{-1}$
m	masse, kg
N	vitesse de rotation, tr/min
p	pression, Pa
\dot{Q}	flux de chaleur, W
Q	chaleur, J
r	constante du gaz, $Jkg^{-1}K^{-1}$
T	température, K
t	temps, s
V	volume, m^3
W	travail indiqué, J
\dot{W}	puissance indiquée, W

Indice

c	compression
d	piston déplaceur
e	détente
h	chaud
in	entrée
l	froid
g	gaz
m	moteur
max	maximum
min	minimum
out	sortie
p	piston moteur
r	régénérateur
t	total
w	paroi du réservoir

Symboles grecs

\mathcal{E}	porosité, -
ϕ	déphasage, °

1. Introduction

L'utilisation des cycles frigorifiques simples inverses de type Stirling, utilisant de l'air ou un autre gaz inerte comme fluide de travail, sans changement de phase, représente une alternative très intéressante pour pallier le problème de destruction de la couche d'ozone engendré par l'utilisation de fluides frigorigènes organo-chlorés. Le cycle théorique de Stirling est constitué de deux transformations isothermes au niveau des réservoirs, chaud et froid et de deux transformations isochores lors du passage du gaz de travail à travers le régénérateur de la machine. Ce cycle atteint, théoriquement, un coefficient de performance égal à celui de Carnot,

s'il dispose d'un régénérateur parfait (Fig. 1). Ce cycle devient de ce point de vue également très intéressant.

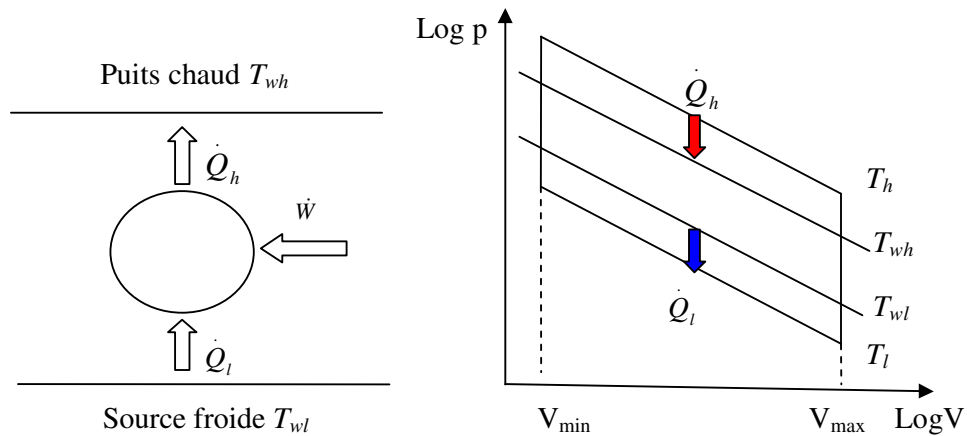


Figure 1 : Cycle Stirling inversé

2. Machine frigorifique étudiée

La machine testée est composée d'un cylindre en verre très résistant à l'intérieur duquel se déplacent deux pistons dont les mouvements sont déphasés de 110° l'un par rapport à l'autre. Ce cylindre est entouré d'une chemise double paroi à l'intérieur de laquelle on fait circuler de l'eau (qui constitue le puits chaud). Dans la partie supérieure du cylindre, un thermocouple permet de mesurer la température et une résistance électrique permettant de mesurer, par compensation, la puissance frigorifique produite.

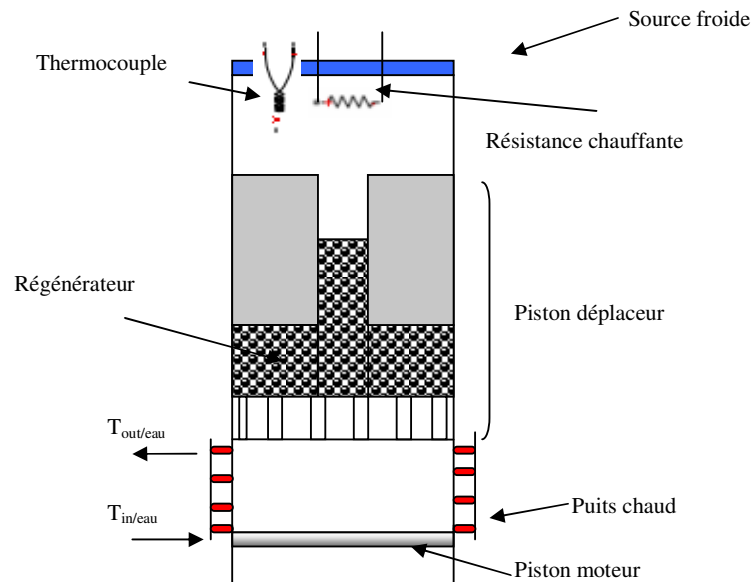


Figure 2 : Schéma de la machine frigorifique Stirling, type Beta

Le piston déplaceur force le passage du gaz de la partie inférieure à la partie supérieure du cylindre et inversement. Ce gaz traverse une éponge métallique qui sert au stockage/déstockage de chaleur, en jouant ainsi le rôle de régénérateur. Le piston de travail isole le volume du cylindre de l'extérieur.

3. Modélisations

Deux modélisations ont été effectuées, 0-D basée sur les lois de la thermodynamique et l'équation des gaz parfait, et 2-D, plus élaborée, s'appuyant sur la résolution numérique des équations de conservation de masse, des quantités de mouvement et de l'énergie, appliquées au gaz de travail dans le régénérateur (milieu poreux) et aux espaces de compression et de détente, à l'aide du logiciel multiphysique Comsol.

3.1. Modélisation 0-D

Cette analyse repose sur la division de la machine frigorifique en 3 espaces: un volume de détente, un volume de compression et un volume de régénération (fig. 3).

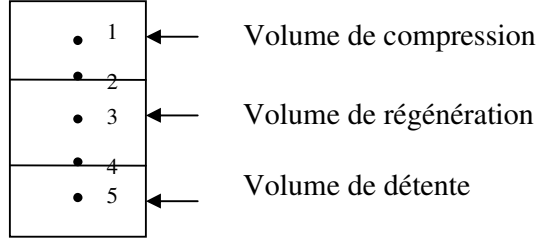


Figure 3: Représentation des 3 volumes de la machine avec leurs frontières

Le fluide de travail est supposé un gaz parfait. On suppose également les volumes de compression et de détente, en contact avec les réservoirs de chaleur, comme isothermes. La température T_3 dans le régénérateur est la moyenne logarithmique des températures de ces espaces. Ainsi, la pression instantanée, supposée uniforme dans le moteur, s'obtient par la

relation :

$$p = \frac{mr}{\frac{V_c}{T_1} + \frac{V_r}{T_3} + \frac{V_e}{T_5}} \quad (1)$$

Pour évaluer la masse du fluide dans chaque volume, on utilise l'équation des gaz parfaits :

$$m_c = \frac{p V_c}{r T_1} ; m_r = \frac{p V_r}{r T_3} ; m_e = \frac{p V_e}{r T_5} \quad (2)$$

Les masses élémentaires dans chaque volume sont calculées avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} dm_c = \frac{p dV_c + V_c dp}{r T_1} = dm_1 \\ dm_e = \frac{p dV_e + V_e dp}{r T_5} = dm_5 \\ dm_r = m_r \frac{dp}{p} = dm_3 \end{array} \right. \quad (3)$$

et les masses élémentaires aux interfaces et les températures associées sont données par les équations suivantes : $dm_2 = dm_c$ si $dm_2 < 0$, $T_2 = T_3$ sinon $T_2 = T_1$

$$dm_4 = -dm_e \text{ si } dm_4 < 0, T_4 = T_3 \text{ sinon } T_4 = T_5$$

D'où on en déduit l'expression de la différentielle de pression dp :

$$dp = \frac{-p \left(\frac{dV_c}{T_1} + \frac{dV_e}{T_5} \right)}{\frac{V_c}{T_1} + \frac{V_r}{T_3} + \frac{V_e}{T_5}} \quad (4)$$

Les quantités de chaleur échangées au niveau des 3 volumes sont obtenues à partir de l'équation de conservation de l'énergie appliquée à chacun de ces 3 volumes.

$$\begin{cases} dQ_c = \left(\frac{c_v}{r} + 1\right) p dV_c + \frac{c_v}{r} V_c dp + c_p T_2 dm_2 \\ dQ_r = V_r \frac{c_v}{r} dp + c_p (T_4 dm_4 - T_2 dm_2) \\ dQ_e = \left(\frac{c_v}{r} + 1\right) p dV_e + \frac{c_v}{r} V_e dp - c_p T_4 dm_4 \end{cases} \quad (5)$$

Les travaux élémentaires dans l'espace de compression $dW_c = -p dV_c$ et de détente $dW_e = -p dV_e$ permettent le calcul, après intégration, du travail dépensé par un cycle.

$$W = W_l + W_h \quad (6)$$

Les températures de l'espace de compression et de détente sont déterminées à partir des flux de chaleur échangés et des coefficients de transfert globaux, obtenus par des essais expérimentaux.

$$\dot{Q}_h = k_h A_h (T_h - T_{wh}) \rightarrow T_h = T_{wh} - \frac{\dot{Q}_h}{k_h A_h} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_l = k_l A_l (T_{wl} - T_l) \rightarrow T_l = T_{wl} + \frac{\dot{Q}_l}{k_l A_l} \quad (8)$$

Les équations de ce modèle 0-D sont résolues à l'aide de l'outil Simulink selon l'architecture présentée dans la figure 4.

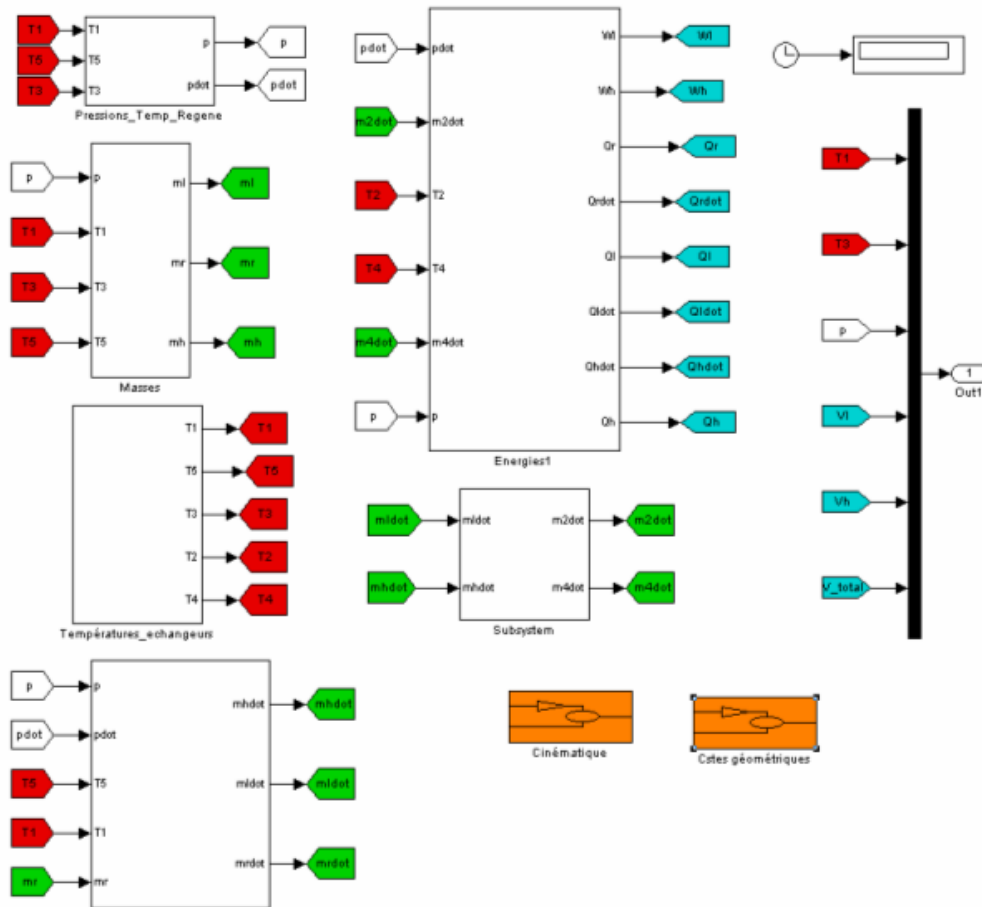


Figure 4 : Algorithme de calcul sous Simulink

3.2. Modélisation 2-D

Les hypothèses considérées pour la modélisation 2-D sont les suivantes :

- l'écoulement du gaz est turbulent car le nombre de Reynolds de valeur 21521 est supérieur à la valeur limite de 500 des écoulements alternatifs.
- les propriétés thermo-physiques du gaz sont variables (fonction de la température locale instantanée).
- les propriétés physiques du milieu poreux (régénérateur) sont uniformes et constantes.
- le transfert de chaleur se fait uniquement par conduction et convection.

La résolution des équations de Navier-Stokes utilisées pour la description de la modélisation 2-D, méthode numérique basée sur les éléments finis, est réalisée à l'aide du logiciel multiphysique Comsol.

4. Résultats et discussions

Pour les 2 modélisations les données initiales utilisées sont présentées dans le Tableau 1.

T_{wl}	T_{wh}	N	D_m	D_d	ϕ	C
K	K	tr/s	m	m	$^\circ$	m
278.85	297.30	2.65	0.065	0.065	110	0.04

Tableau 1 : Données relatives aux points de fonctionnement simulés

Les résultats obtenus par les deux modélisations sont, pour le modèle 0-D, les variables instantanées (température, pression, volume, masse) et pour le modèle 2-D, en plus de ces variables, les vitesses instantanées et des cartographies de températures, de pressions et de vitesses comme présentées dans la figure 5.

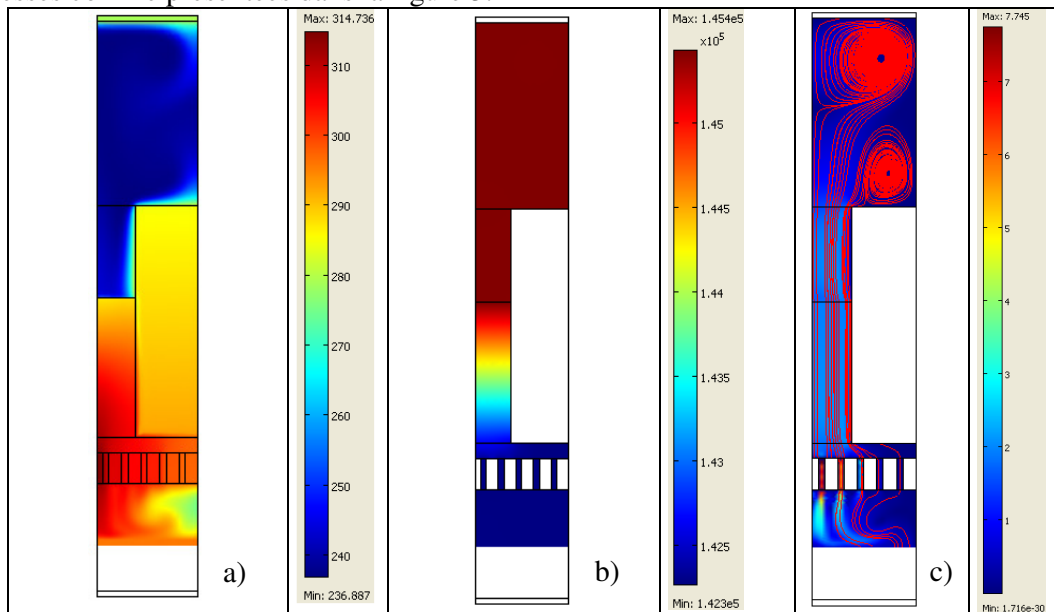


Figure 5 : Demi-champs obtenus pour le piston déplaceur au point mort bas et le piston moteur déphasé à 110° : champs de températures (a) champs de pressions (b) et champs de vitesses (c) pour une porosité de 0.6

Nous avons tracé les cycles (p-V) obtenus avec ces deux modèles (fig. 6), ce qui nous permet de déterminer le travail indiqué, par intégration sur un cycle. Les résultats sont présentés dans le tableau 2.

	0D	2D	expérience
W par cycle [J]	5.9	9.2	5.7

Tableau 2 : Comparaison des résultats

Le modèle 0-D permet d'estimer avec précision le travail fourni si on le compare au travail obtenu expérimentalement, en faisant attention à bien choisir les coefficients

d'échange thermique. Dans ce travail, les coefficients d'échange sont déterminés expérimentalement, ce qui justifie les résultats si proches.

Dans le modèle 2-D on est amené à considérer le régénérateur comme une matrice poreuse avec une certaine porosité (0,6 dans notre cas). Une différence importante entre les deux cycles (expérimental et théorique) peut être observée et expliquée par la valeur de la porosité qui est approximative et la difficulté à évaluer correctement la masse de gaz de travail.

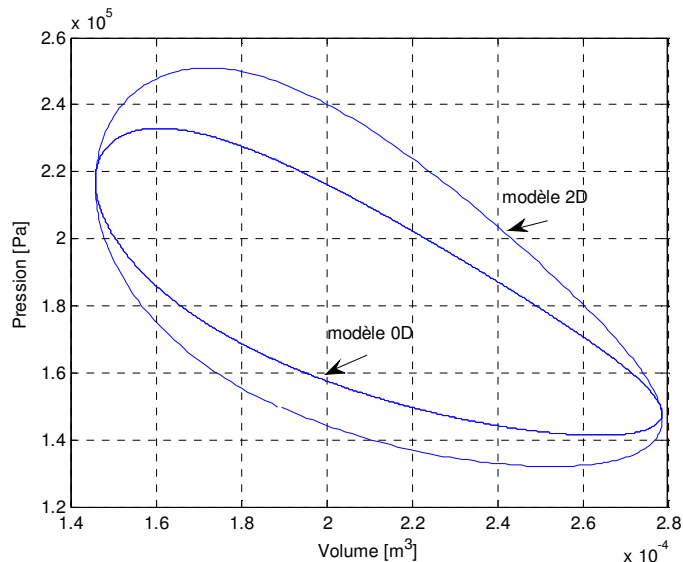


Figure 6 : Diagrammes (p-V) obtenus numériquement avec les modèles 2-D et 0-D

Le régénérateur fonctionne comme une éponge thermodynamique qui absorbe et rejette la chaleur, alternativement [5]. Il est souvent modélisé comme un matériau poreux qui doit avoir une grande surface d'échange avec le fluide de travail, une conductivité thermique élevée et une densité faible afin de réduire au minimum les volumes morts.

4. Conclusion

Ce travail concerne une étude expérimentale et numérique d'une machine frigorifique Stirling de type beta. La confrontation des résultats permet de valider le modèle isotherme 0D, en étant vigilant quant au choix des coefficients d'échange thermique, et permet de définir quelques perspectives d'amélioration du modèle 2-D, plus complet mais dans notre cas un peu plus loin de la réalité. Dans un travail futur, on pourra changer les caractéristiques du régénérateur (porosité, perméabilité, etc.) et faire plusieurs essais expérimentaux afin de trouver des lois de variation des coefficients d'échange imposés constants dans nos modèles.

Bibliographie

- [1] L. Grosu, P. Rochelle, Application de la méthode de Schmidt avec régénération imparfaite aux 3 types de moteur Stirling-nouvelles solutions analytiques, *Proc. Congrès SFT* (Vannes, 26-29 mai 2009), 895-900.
- [2] N. Martaj , P. Rochelle , L. Grosu, R. Bennacer et 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.
- [3] N. S. Petrescu, L. Grosu, M. Costea, P. Rochelle , C. Dobre, C. Petre, Analyse théorique et expérimentale d'une machine à froid de Stirling, *Proc. Colloque francophone COFRET 2010* (IASI, Roumanie, 4 – 7 mai 2010) , Vol. LVI, Fasc.3a, 441 – 453.
- [4] Ph. Nika, F. Lanzetta, Développement d'une machine frigorifique Stirling de petite taille, adaptée à des niveaux thermiques modérés, *Journal de physique*, vol. 5, N°6, (1995), 835-861.
- [5] G. T. Reader, C. Hooper, *Les machines Stirling*, Edit. E & F.N. SPON, New Fetter Lane, London, (1983).