



**HAL**  
open science

## Modélisation et simulation transitoire d'un réfrigérateur thermo-acoustique solaire

Maxime Perier-Muzet, Jean Castaing-Lasvignottes, P Stouffs, Patxi Duthil, Jean-Pierre Thermeau, Gabriel Olalde, Sophie Cordillet, Thierry Le Pollès, Maurice - Xavier François

### ► To cite this version:

Maxime Perier-Muzet, Jean Castaing-Lasvignottes, P Stouffs, Patxi Duthil, Jean-Pierre Thermeau, et al.. Modélisation et simulation transitoire d'un réfrigérateur thermo-acoustique solaire. Congrès de la Société Française de Thermique, May 2010, Le Touquet, France. hal-04674141

**HAL Id: hal-04674141**

**<https://hal.science/hal-04674141v1>**

Submitted on 21 Aug 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Modélisation et simulation transitoire d'un réfrigérateur thermo-acoustique solaire.

Maxime PERIER-MUZET<sup>1</sup>, Jean CASTAING-LASVIGNOTTES<sup>1\*</sup>, Pascal STOUFFS<sup>1</sup>, Patxi DUTHIL<sup>2</sup>, Jean-Pierre THERMEAU<sup>2</sup>, Gabriel OLALDE<sup>3</sup>, Sophie CORDILLET<sup>3</sup>, Thierry LE POLLES<sup>4</sup>, Maurice-Xavier FRANCOIS<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés  
IFR, rue Jules Ferry – BP 7511 – 64075 PAU Cedex

<sup>2</sup>Institut de Physique Nucléaire d'Orsay  
15, rue Georges Clémenceau - BP1 - 91406 ORSAY cedex

<sup>3</sup>Laboratoire PROcédés, Matériaux et Energie Solaire  
PROMES-CNRS, 7 rue du Four Solaire  
66120 ODEILLO Font-Romeu

<sup>4</sup>Hekyom  
2 rue Jean Rostand  
91400 Orsay

\*(auteur correspondant : jean.castaing@univ-pau.fr)

## Résumé –

L'objectif est l'étude d'un réfrigérateur thermoacoustique alimenté par voie solaire. Après un rapide descriptif du principe de fonctionnement, nous présentons les premiers résultats de simulation du fonctionnement du dispositif à partir d'un modèle global destiné à évaluer le comportement de l'installation au cours du temps et en évaluer ses performances.

## Nomenclature

$C$	facteur de concentration de l'absorbeur	<i>Indices</i>	
$C_p$	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>abs</i>	absorbeur
$DNI$	insolation directe normale, $W.m^{-2}$	<i>amb</i>	conditions ambiantes
$\dot{Q}$	puissance, $W$	<i>cg</i>	échangeur chaud générateur
$R$	réflectivité	<i>cr</i>	échangeur chaud réfrigérateur
$S$	surface, $m^2$	<i>ech</i>	échangeur
$T$	température, $K$	<i>ech hél</i>	échangé entre l'échangeur et l'hélium
$t$	temps, $s$	<i>fg</i>	échangeur froid générateur
$U$	énergie interne, $J$	<i>fluide</i>	fluide de refroidissement ou frigoporteur
<i>Symboles grecs</i>		<i>fr</i>	échangeur froid réfrigérateur
$\alpha$	coefficient d'échange thermique convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>evac</i>	évacué entre l'échangeur et le fluide de refroidissement
$\Phi$	flux surfacique, $W.m^{-2}$	<i>or</i>	orifice de la cavité de l'absorbeur
$\sigma$	constante de Stephan-Boltzmann, $5,67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$	<i>pert</i>	pertes thermiques de la cavité de l'absorbeur
$\varepsilon$	absorptivité	<i>sol ref</i>	solaire réfléchie

## 1. Introduction

Les machines thermoacoustiques tri-thermes comprennent un générateur d'onde thermoacoustique thermique couplé à un réfrigérateur thermoacoustique et sont donc capables de produire du froid à partir d'une source de chaleur. L'installation envisagée ici utilise l'hélium pressurisé comme fluide de travail et a pour objectif la production de froid dans le domaine de la congélation ( $-30^{\circ}C$ ). Son originalité réside principalement dans l'utilisation du soleil concentré comme source chaude du générateur d'onde thermoacoustique à une température d'environ  $700^{\circ}C$ . La variabilité dans le temps de cette ressource thermique (tout comme pourrait l'être, ultérieurement, la demande en froid d'un utilisateur) impose une gestion particulière du système et la présence d'un stock frigorifique pour palier

l'intermittence liée aux alternances jour/nuit ou aux passages nuageux. Afin de dimensionner du prototype et notamment les différents éléments qui le constituent, il est alors nécessaire de déterminer le comportement du système dans toutes les configurations de fonctionnement et notamment durant les phases transitoires.

Nous proposons donc dans un premier temps de présenter le principe de fonctionnement d'une telle machine ainsi que les premiers choix technologiques que nous avons envisagés pour sa réalisation.

Une seconde partie fait état des modèles utilisés dans chaque cas et des problématiques scientifiques associées (en termes de transfert thermique notamment). Enfin, nous montrons dans une dernière partie les premiers résultats de simulation de l'ensemble de l'installation en prenant en compte le comportement instationnaire des principaux composants.

## 2. Principe de fonctionnement

Le dispositif envisagé ici est constitué d'un concentrateur solaire, d'un récepteur solaire, d'une machine thermoacoustique composée d'un générateur d'onde thermoacoustique couplé à un réfrigérateur thermoacoustique (figure 1) via un résonateur acoustique et d'un dispositif de stockage de froid basse température.

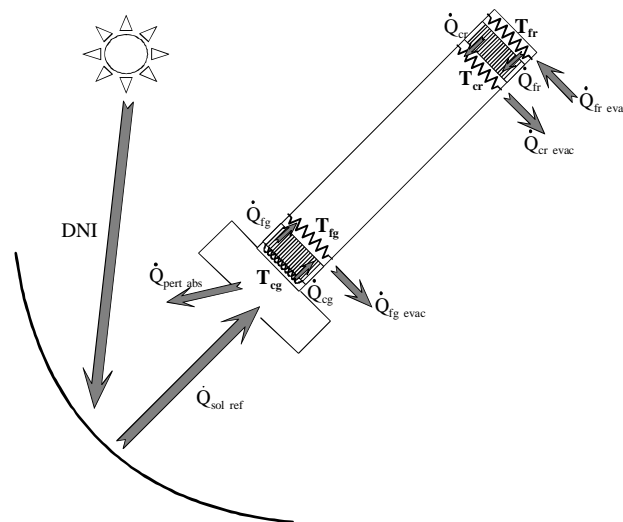


Figure 1 : Représentation schématique du dispositif thermoacoustique solaire et des flux énergétiques

Le flux solaire incident est capté, réfléchi et concentré par un miroir parabolique. La description complète du fonctionnement du concentrateur et de ses caractéristiques géométriques est détaillée dans [2]. Pour cette étude la surface de captation est ajustée afin de réfléchir une puissance d'environ 6,8 kW. Le flux solaire concentré est absorbé par un absorbeur placé dans une cavité réceptrice. La conception de cet organe est telle qu'il permet de collecter le maximum de rayonnement solaire sur l'absorbeur tout en limitant les pertes thermiques de ce dernier. Pour les besoins de l'étude, l'absorbeur doit être capable d'absorber environ 4,4 kW en étant à une température proche de 700°C.

Le système thermoacoustique est constitué d'un générateur d'onde, d'un résonateur acoustique et d'un réfrigérateur thermoacoustique. Le générateur d'onde crée, à partir de chaleur, une onde acoustique qui va venir alimenter en puissance acoustique le réfrigérateur thermoacoustique pour réaliser un pompage de chaleur. Le lieu de conversion énergétique par le phénomène thermoacoustique, au sein du générateur d'onde et du réfrigérateur, est composé d'un milieu poreux encadré par un échangeur chaud et un échangeur froid. Dans cette étude l'absorbeur solaire et l'échangeur chaud du générateur d'onde sont confondus et on parlera alors d'échangeur chaud. L'objectif est de produire une puissance frigorifique d'environ 2 kW à la température de -30°C.

La puissance de chauffe de la source chaude, assurée par le rayonnement solaire concentré, n'est pas constante. La production de froid est donc également fluctuante en fonction des

conditions d'ensoleillement. Afin de garantir une puissance disponible pour la consommation sur 24h, un dispositif de stockage est ajouté au système. La température de stockage sera d'environ  $-30^{\circ}\text{C}$ .

### 3. Modélisation

Afin de prédimensionner un certain nombre d'éléments de cette installation assez complexe et d'en estimer les performances, nous avons choisi dans un premier temps d'élaborer un modèle numérique permettant de simuler son comportement global et d'orienter certains choix au niveau des principaux sous-systèmes. Dans cette perspective, la modélisation choisie suppose une température uniforme dans chacun des échangeurs de chaleur qui constituent la machine. Par ailleurs, la variabilité de la ressource nous impose l'écriture des bilans énergétiques en régime transitoire.

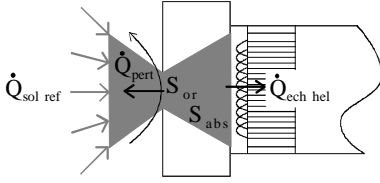


Figure 2 : Représentation schématique de l'absorbeur solaire et des flux énergétiques

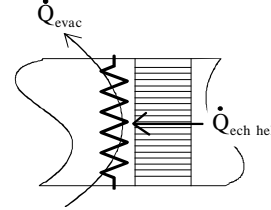


Figure 3 : Représentation schématique des échangeurs du réfrigérateur thermoacoustique

Ainsi, le bilan énergétique associé à l'échangeur chaud schématisé dans la figure 2 nous donne :

$$\frac{\partial U_{cg}}{\partial t} U = \dot{Q}_{sol\ ref} + \dot{Q}_{ech\ hel} + \dot{Q}_{pert} \quad (1)$$

où  $U_{cg}$  représente l'énergie interne du matériaux constitutif de la paroi d'échange de l'échangeur chaud,  $\dot{Q}_{sol\ ref}$  la puissance reçue par l'absorbeur après réflexion de la puissance incidente par la parabole,  $\dot{Q}_{pert}$ , la puissance perdue par l'absorbeur (convection naturelle et rayonnement) vers le milieu extérieur (ambiance) et  $\dot{Q}_{ech\ hel}$ , la puissance effectivement transmise au fluide de travail (hélium) du tube thermoacoustique. La puissance solaire absorbée par l'absorbeur est donnée par:

$$\dot{Q}_{sol\ ref} = DNI \times R \times S_{abs} \times C \quad (2)$$

Les pertes radiatives et convectives à travers l'orifice de la cavité (figure 2), s'écrivent :

$$\dot{Q}_{pert} = S_{or} \cdot \left[ \alpha_{or} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) + \varepsilon_{or} \cdot \sigma \cdot (T_{amb}^4 - T_{cg}^4) \right] \quad (3)$$

Les trois autres échangeurs du système thermoacoustique (figure 1) se comportent de manière analogue. En effet, ils échangent d'un coté avec le fluide de travail (hélium) du système thermoacoustique et de l'autre coté avec un fluide, caloporteur dans le cas des deux échangeurs fonctionnant à température ambiante et frigoporteur dans le cas de l'échangeur froid. L'application du premier principe de la thermodynamique sur ces échangeurs schématisés figure 3 donne donc :

$$\frac{\partial U_{ech}}{\partial t} = \dot{Q}_{evac} + \dot{Q}_{ech\ hel} \quad (4)$$

où les échanges thermiques convectifs entre les fluides de refroidissement ou le fluide frigoporteur et les échangeurs sont régis par :

$$\dot{Q}_{evac} = \alpha_{evac} \cdot S_{evac} \cdot (T_{fluide} - T_{ech}) \quad (5)$$

Chacune des équations relatives aux échangeurs comporte un terme de transfert avec l'hélium présent dans le système thermoacoustique. Nous utilisons pour déterminer les flux correspondants un modèle stationnaire dont le détail figure dans [3], qui à partir des températures de source auxquelles est soumis le système et des paramètres d'écoulement du fluide sujet à l'onde acoustique, calcule les puissances échangées correspondantes. Ces dernières ont alors une influence sur les bilans énergétiques (éq. 1 et éq. 4) et donc sur les températures d'échangeurs permettant d'actualiser les flux au pas de temps suivant. Nous supposons de fait que, les constantes de temps associées à l'acoustique étant très faibles par rapport à la thermique des échangeurs, ce modèle stationnaire de calcul des échanges thermoacoustiques peut être utilisé à chaque pas de temps du calcul transitoire de bilan des échangeurs. La figure 4 donne à titre d'exemple la puissance échangée au niveau de l'échangeur chaud entre l'hélium et la paroi de l'échangeur en fonction de la température de l'échangeur, pour différentes température froide du réfrigérateur thermoacoustique et pour une température ambiante de  $+10^{\circ}\text{C}$ .

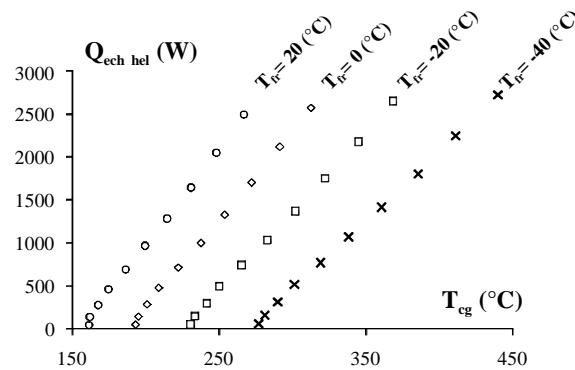


Figure 4 : Exemple d'évolution de la puissance échangée à l'échangeur chaud du générateur thermoacoustique en fonction de  $T_{eg}$  pour  $T_{cr} = 10^{\circ}\text{C}$  et pour différentes valeurs de  $T_{fr}$ .

#### 4. Résultats

Les simulations ont été réalisées en fixant les paramètres géométriques et de fonctionnement suivants :

Taux de concentration au niveau de l'absorbeur $C$	1400
Réfectivité $R$	0.94
Surface de l'absorbeur $S_{abs}$	$4.10^{-3} \text{ m}^2$
Surface de l'orifice $S_{or}$	$3,5.10^{-3} \text{ m}^2$
Masse de chaque échangeur	20 kg
Capacité thermique massique des échangeurs	$500 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Surface d'échange entre la paroi des échangeurs et le fluide de refroidissement $S_{évac}$	$0,25 \text{ m}^2$

Tableau 1 : Caractéristiques du dispositif

Dans la mesure où les composants de l'installation sont, dans le cadre de ce modèle global, décrits de façon sommaire (surface, masse, matériaux pour l'essentiel), la détermination des coefficients d'échange reste délicate. Nous avons par conséquent et pour l'instant choisi leurs valeurs d'après l'estimation des conditions d'échange et d'écoulement des fluides. Ainsi le coefficient d'échange caractérisant les pertes par convection naturelle de l'absorbeur solaire vers l'ambiance est pris égal à  $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Nous avons par ailleurs considéré que l'absorbeur réémettait vers l'ambiance avec l'émissivité du corps noir. Concernant les fluides caloporteurs traversant les échangeurs, la convection forcée étant assurée par les pompes d'alimentation, une valeur de  $1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  nous a semblé assez bien représenter la réalité. Le principe de fonctionnement du système thermoacoustique nécessite d'atteindre une température seuil de la source chaude pour obtenir le déclenchement de l'onde sonore résonante. Cette température minimale nécessaire au fonctionnement a été fixée à 600 K dans nos simulations. Concernant les deux échangeurs à température intermédiaire, la circulation

du fluide caloporteur est assurée en permanence avec une température à l'entrée de 20°C. Le fluide frigoporteur circulant dans l'échangeur froid n'est, quant à lui, mis en mouvement que lorsqu'il y a production frigorifique afin de limiter les apports de chaleur extérieurs sur la boucle froide. La température d'entrée est constante et fixée à -30 °C. Enfin, parce que ce projet doit donner lieu à un prototype qui sera ensuite testé sur le site du PROMES-CNRS à Odeillo, nous avons choisi 3 journées types du mois d'août 2008. Les évolutions de l'insolation directe normale (DNI) sont représentées sur la figure 5. Le 12 août fut un jour avec un ensoleillement assez faible et avec certainement beaucoup de passages nuageux. Le 24, bien que très haché aussi, atteint quand même un bon niveau d'ensoleillement durant la journée. Enfin, le 31 août est presque un cas d'école avec une évolution sans discontinuités et des puissances atteintes importantes.

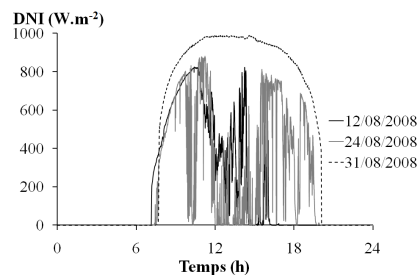


Figure 5 : Evolution du DNI en fonction du temps pour le 12/08/2007, le 24/08/2007 et le 31/08/2007

Afin de s'affranchir de l'influence des conditions initiales sur les résultats de simulation, trois jours consécutifs sont calculés et seul le dernier est représenté dans les figures suivantes.

De minuit à environ 8 h du matin, l'ensoleillement est nul si bien qu'il n'y a ni apport de chaleur à l'échangeur chaud, ni évacuation à la source intermédiaire ni production frigorifique. On observe seulement une diminution de la température de l'échangeur chaud du fait des pertes thermiques vers l'ambiance. En revanche, dès que l'énergie solaire est apportée à l'échangeur chaud, ce dernier a tendance à monter en température. Cette augmentation est assez rapide et est due d'une part à la faible inertie thermique des échangeurs envisagés ici et d'autre part au fait que les conditions thermiques requises pour le déclenchement de l'onde sonore ne sont pas encore réunies si bien que l'échangeur transfère très peu de puissance à l'hélium. En revanche, dès que la température de 600 K (327 °C) est atteinte, l'onde sonore se déclenche et permet un échange avec les quatre échangeurs conformément aux relations entre les températures et les puissances telles que celles de la figure 4. On retrouve ce léger décalage dans le temps entre le chauffage sans production d'onde sonore et le début de la production d'onde sonore dans la différence de pente de l'évolution de la température de l'échangeur chaud figure 6. Les profils de température obtenus pour l'échangeur froid du générateur d'onde (figure 7) et l'échangeur chaud du réfrigérateur (figure 8) sont similaires. Les températures atteintes par l'échangeur chaud du réfrigérateur sont cependant plus élevées que celles de l'échangeur froid du générateur d'onde.

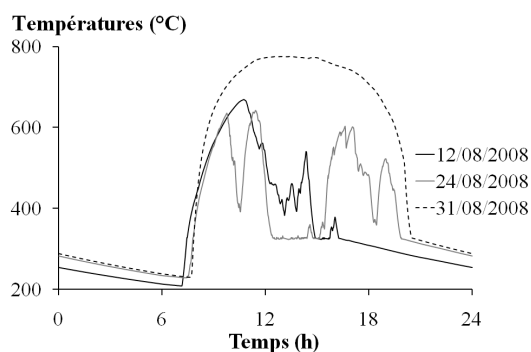


Figure 6 : Evolution des températures de l'échangeur chaud du générateur en fonction du temps pour différents jours

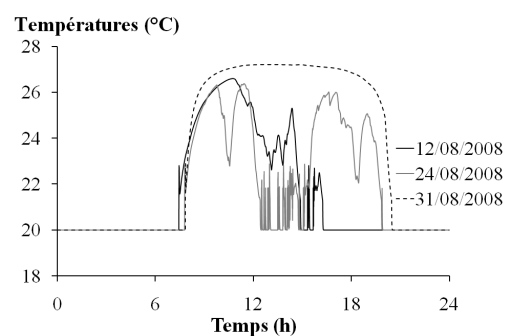


Figure 7 : Evolution des températures de l'échangeur froid du générateur en fonction du temps pour différents jours

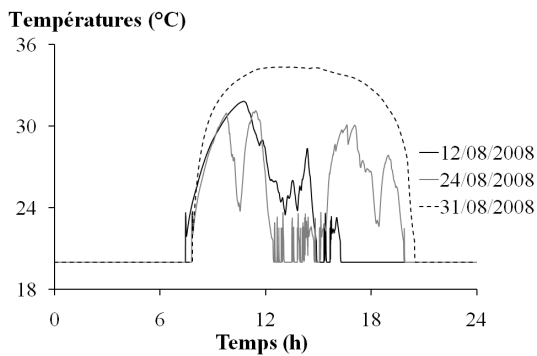


Figure 8 : Evolution des températures de l'échangeur chaud du réfrigérateur en fonction du temps pour différents jours

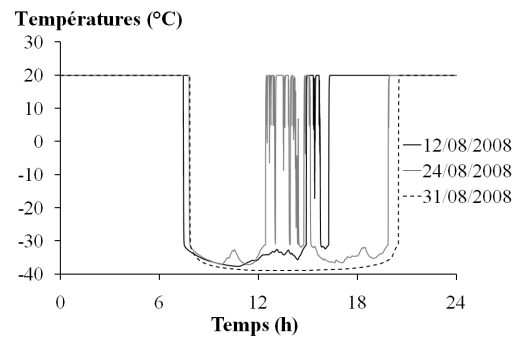


Figure 9 : Evolution des températures de l'échangeur froid du réfrigérateur en fonction du temps pour différents jours

Comme pour les températures des échangeurs, des évolutions rapides de la puissance de froid produite sont observées lors des variations du flux solaire. Ces évolutions rapides, confirment la faible inertie thermique du dispositif déjà observée sur les profils de températures des échangeurs.

La puissance crête de production de froid obtenue par les simulations est d'environ 2,4 kW lors du jour le plus ensoleillé (31 août).

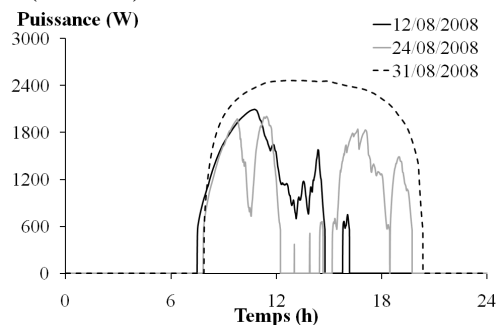


Figure 10 Evolution des puissances froides produites en fonction du temps pour différents jours

## 5. Conclusion

Ce projet de réfrigération solaire par voie thermoacoustique fédère plusieurs partenaires, chacun compétent et complémentaire dans un des éléments de l'installation. Dans la mesure où un prototype complet doit être élaboré à l'issue de l'étude, nous avons choisi de travailler en permanence avec l'appui de la simulation numérique afin de valider certains choix au cours du projet. Aujourd'hui, à partir de quelques données géométriques, ce travail a permis de mettre en place un premier modèle global qui fonctionne et va devenir un outil d'aide au dimensionnement. Il est capable actuellement d'évaluer à partir de la ressource solaire la quantité de froid produit et le niveau de puissance obtenu au cours du temps. Par la suite, chaque avancée dans l'un des domaines (échangeur chaud, système thermoacoustique, production et stockage frigorifique,...) sera intégrée dans le modèle afin d'en tester l'efficacité et la pertinence.

## Références

- [1] F. Zink, J. S. Viperman, L. A. Schaefer, Environmental motivation to switch to thermoacoustic refrigeration, 30 (2010), *Applied Thermal Engineering*, 119–126.
- [2] F. Nepveu, A. Ferriere, F. Bataille, Thermal model of a dish/Stirling systems, *Solar Energy*, 83 (2009), 81–89.
- [3] M.-X. François, E. Bretagne, « Echangeurs de chaleur pour application aux fluides oscillants et notamment dans une cellule thermoacoustique. » Brevet PCT/FR03/03591.

## Remerciements

Ce travail est financé dans le cadre du projet ANR TACSOL (PRECODD 2008)