



### **Science Arts & Métiers (SAM)**

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>  
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/6607>

#### **To cite this version :**

Aworou Waste AREGBA, Jean-Christophe BATSALE, Christophe PRADERE, Alain SOMMIER, Lucas BENASSIS - Estimation de la cartographie du coefficient d'échange convectif par thermographie infrarouge - 2012

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : [scienceouverte@ensam.eu](mailto:scienceouverte@ensam.eu)



# Estimation de la cartographie du coefficient d'échange convectif par thermographie infrarouge.

A.W. Aregba<sup>\*1</sup>, J.-C. Batsale<sup>1</sup>, C. Pradère,<sup>1</sup> A. Sommier<sup>1</sup>, L. Benassis<sup>2</sup>

<sup>1</sup> I2M: Département TREFLE UMR 5225 CNRS, Esplanade des Arts et Métiers 33405 Talence, France

<sup>2</sup> TURBOMECA Groupe SAFRAN 64511 Bordes

<sup>\*</sup>(auteur correspondant: aworou.aregba@trefle.u-bordeaux.fr)

## Résumé

Le coefficient d'échange convectif est un paramètre pertinent lorsqu'il s'agit de modéliser le comportement thermique d'un système physique. Dans ce texte, à partir de deux modèles thermiques écrits et discrétisés à l'échelle du pixel nous avons construit deux fonctionnelles qui relient variables observables en occurrence les champs de températures mesurés par une caméra infrarouge et les variables à estimer (coefficient d'échange convectif et/ou diffusivité thermique). Les cartographies du coefficient d'échange convectif sont obtenus en minimisant ces deux fonctionnelles. Ici, les résultats que donnent ces deux modèles sont présentés et confrontés. Nous montrons que lorsque les effets de refroidissement sont prépondérants, la diffusion de la chaleur dans le système physique peut être négligée dans l'estimation du coefficient d'échange convectif. Les valeurs de corrélations linéaires entre le champ de température et sa dérivée temporelle montrent que ces deux grandeurs sont relativement bien corrélées.

## 1. Introduction

La cartographie du coefficient d'échange convectif présente un grand intérêt pour l'analyse des transferts thermiques. Elle peut être mise en œuvre sans contact à l'aide d'une excitation thermique sur un système physique et en analysant la réponse de champs température mesurés par une caméra infrarouge. Depuis que la thermographie infrarouge a permis d'accéder à des champs de température en régime transitoire, diverses méthodes ont été développées. Initialement, des méthodes de caractérisation étaient associées à des excitations impulsionnelles ou périodiques et à des méthodes modales permettant de caractériser des matériaux homogènes et éventuellement anisotropes (voir Philippi et al [1], Krapez et al [2]). Ces méthodes étaient basées sur une analyse modale des champs de température grâce à une transformation de Fourier spatiale. Malgré l'intérêt que procure l'analyse dans l'espace de Fourier (solutions analytiques, étude de l'influence du bruit de mesure...), ces méthodes présentaient l'inconvénient de nécessiter une prise en compte de l'ensemble de l'information de l'image et de n'être associé qu'à un matériau homogène. D'autres méthodes modales ont ensuite été développées pour les matériaux hétérogènes, en considérant d'abord une réduction de la grande quantité d'information fournie par la caméra grâce à des décompositions en valeurs singulières et ensuite un calcul dans l'espace modal donné par la décomposition (voir Bamford et al [3]). Des approches nodales ont été mises au point (voir Batsale et al [4], Fudym et al [5]) mais uniquement dans le cas de l'étude de réponse impulsionnelle.

Nous proposons dans cette étude une approche nodale avec une excitation non impulsionnelle. Elle est illustrée ici sur un système micro fluidique constitué par deux cylindres coaxiaux dont l'insert est ajouré par des injecteurs. Ce système est chauffé par une plaque chauffante. A partir de deux modèles thermiques, nous avons construit deux fonctionnelles qui lient variables observables en occurrence les champs de températures et les

variables à estimer notamment le coefficient d'échange convectif et/ou la diffusivité thermique. Les cartographies des variables à estimer sont alors obtenues en minimisation au sens des moindres carrés ces deux fonctionnelles. Nous présentons et confrontons les résultats obtenus.

## 2. Dispositif expérimental et mesures

Le dispositif expérimental que nous avons mis en place est un système micro-fluide constitué par deux cylindres coaxiaux. Le cylindre intérieur, l'insert, est ajouré sur sa surface par des injecteurs réparties suivant une configuration géométrique précise. Cet système est sollicité par une excitation thermique non-impulsionnelle (plaque chauffante) et est équipé:

- d'un ensemble de capteurs (capteur de pression, débitmètre, thermocouples) qui permettent de mesurer la pression, le débit d'air et la température à l'entrée de l'échantillon,
- d'une caméra infrarouge de type CEDIP munie d'une matrice de 256\*256 détecteurs InSb et d'un objectif de microscope permet de mesurer le champ de température au cours du temps,
- d'une plaque chauffante qui permet de porter l'échantillon (cylindre et insert) à une température stationnaire donnée,
- d'un système d'acquisition des données.

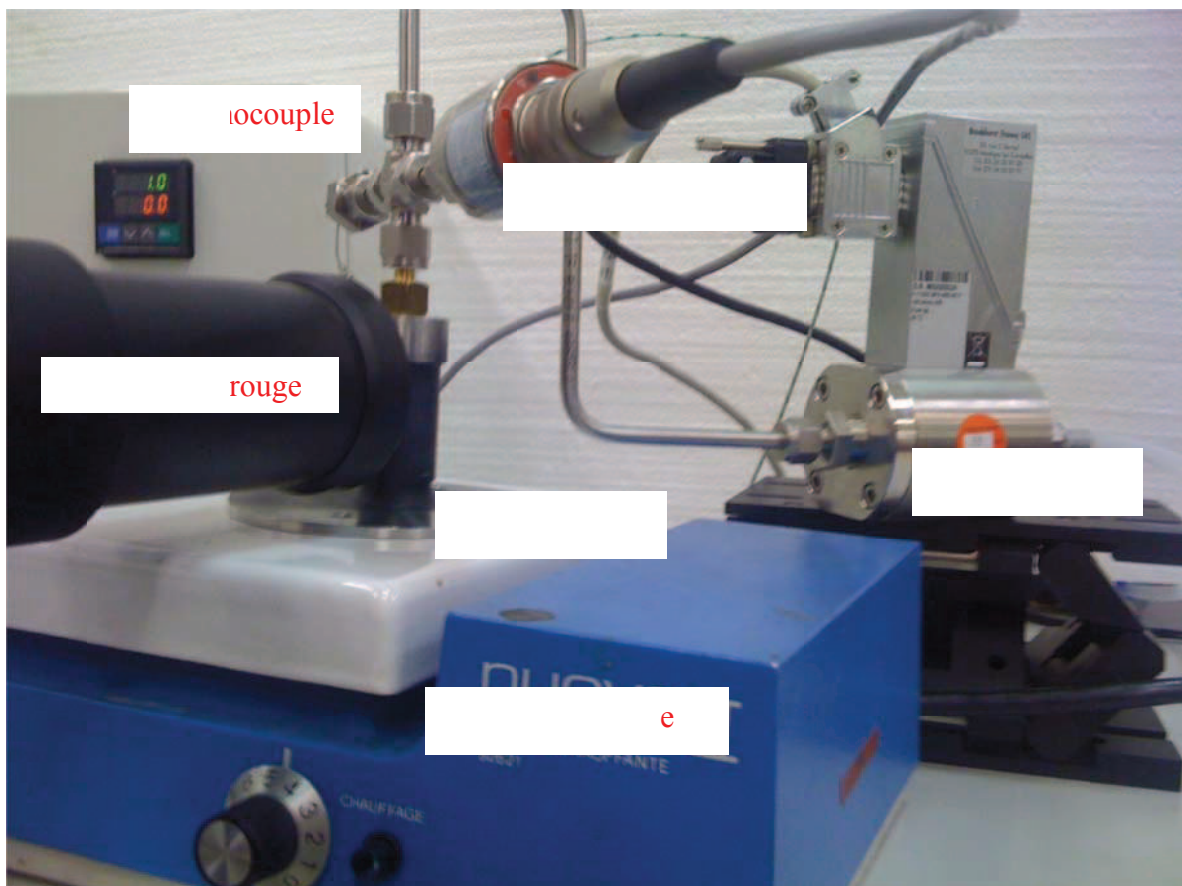


FIG.1:Dispositif expérimental

**Méthodologie des expériences**

Les variables d'entrée de ce système thermique sont la pression, le débit et la température de l'air ainsi que la puissance de la plaque chauffante tandis que la variable de sortie qui nous intéresse particulièrement est le champs de température de la surface extérieure du deuxième cylindre. A une puissance fixée et constante de la plaque chauffante, lorsque ce système physique atteint un régime thermique stationnaire (température moyenne de la surface extérieure du second cylindre constante), l'air est injecté à une pression donnée dans le cylindre intérieur du système. Grâce à des injecteurs réparties sur sa surface latérale, cet air va impacter la surface intérieur du second cylindre puis s'écoule vers l'extérieur par une fente. La température de la scène thermique, surface extérieure du second cylindre, est mesurée par la caméra infrarouge. Le cube spatio-temporel du champs de température de cette surface est obtenu grâce à une programme d'acquisition.

**3. Modèles thermiques et Méthode d'estimation**

Nous présentons ici les deux modèles thermiques que nous avons retenus ainsi que les fonctionnelles à minimiser.

**3.1 Modèle 1**

Dans ce modèle, l'équation de l'énergie à l'échelle du pixel tient compte de la diffusion de chaleur dans le système thermique et s'écrit:

$$\frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} = a_{i,j} \Delta T_{i,j}^k - \frac{h_{i,j}}{\rho C_p e} T_{i,j}^k \tag{1}$$

La discrétisation spatiale et temporelle de cette équation est faite par différence finies comme suit:

$$\Delta T_{i,j}^k = \frac{(T_{i+1,j}^k + T_{i-1,j}^k + T_{i,j+1}^k + T_{i,j-1}^k - 4T_{i,j}^k)}{4\Delta x^2}$$

est le Laplace local du champ de température,

$$\frac{\partial T_{i,j}^1}{\partial t} = \frac{(T_{i,j}^2 - T_{i,j}^1)}{\Delta t}, \quad \frac{\partial T_{i,j}^{Nt}}{\partial t} = \frac{(T_{i,j}^{Nt-1} - T_{i,j}^{Nt})}{\Delta t} \text{ et } \frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} = \frac{(T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^{k-1})}{2\Delta t}, \quad k = 2, \dots, Nt - 1$$

Notons:  $\frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} = \partial_t T_{i,j}^k$ .

$\Delta x$  taille du pixel (m) et  $\Delta t$  pas de temps (s),  $Nt$  est le nombre d'échantillonnage sur la variable temps,  $\rho(Kg/m^3)$  est la masse volumique du matériau,  $C_p(J/Kg/^\circ C)$  est sa chaleur massique,  $e(m)$  est l'épaisseur du cylindre extérieur,  $\lambda(W/m^\circ C)$  est la conductivité thermique du matériau.

$a_{i,j}(m^2/s)$  est la diffusivité thermique du matériau,  $h_{i,j}(W/m^2/^\circ C)$  est le coefficient d'échange convectif. La diffusivité thermique et le coefficient d'échange convectif sont dans ce modèle des grandeurs à estimer alors que le champ de température est la variable observable.

La fonctionnelle  $J_1$  à minimiser par rapport aux variables à estimer est:

$$J_1 = \sum_{k=1}^{k=Nt} \left( \frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} - a_{i,j} \Delta T_{i,j}^k + \frac{h_{i,j}}{\rho C_p e} T_{i,j}^k \right)^2 \tag{2}$$

On obtient alors :

$$a_{i,j} = \frac{\sum_k (T_{i,j}^k \cdot \partial_t T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) - \sum_k (T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot \partial_t T_{i,j}^k)}{\sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot \Delta T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) - \left[ \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) \right]^2}, \quad a_{i,j} > 0 \quad (3)$$

$$h_{i,j} = \frac{\sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot \Delta T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (T_{i,j}^k \cdot \partial_t T_{i,j}^k) - \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot \partial_t T_{i,j}^k)}{\sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot \Delta T_{i,j}^k) \cdot \sum_k (T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) - \left[ \sum_k (\Delta T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k) \right]^2}, \quad h_{i,j} > 0 \quad (4)$$

### 3.2 Modèle 2

Dans ce modèle, nous faisons l'hypothèse que les échanges convectifs sont prépondérants par rapport à la diffusion que l'on néglige. L'équation à l'échelle du pixel et la fonctionnelle à minimiser s'écrivent alors:

$$\frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} = -\frac{h_{i,j}}{\rho C_p e} T_{i,j}^k \quad (5) \quad \text{et} \quad J_1 = \sum_{k=1}^{k=Nt} \left( \frac{\partial T_{i,j}^k}{\partial t} + \frac{h_{i,j}}{\rho C_p e} T_{i,j}^k \right)^2 \quad (6)$$

Le champ du coefficient d'échange convectif est donné par la relation suivante:

$$h_{i,j} = -(\rho C_p e) \cdot \frac{\sum_k \partial_t T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k}{\sum_k (T_{i,j}^k \cdot T_{i,j}^k)}, \quad h_{i,j} > 0 \quad (7)$$

Le coefficient de corrélation linéaire de cette estimation est:

$$\rho_{i,j} = \frac{\text{cov}(\partial_t T_{i,j}^k, T_{i,j}^k)}{\sigma_{\partial_t T_{i,j}^k} \times \sigma_{T_{i,j}^k}} \quad (8)$$

On note h1 et h2 les coefficients d'échange convectif donnés respectivement par le modèle 1 et le modèle 2. L'erreur quadratique relative sur le coefficient d'échange convectif entre ces deux modèles est définie par:

$$e = \frac{\text{norm}(h2 - h1)}{\text{norm}(h2)}.$$

## 4. Résultats

Le figure 1 représentent respectivement le champ de la variation de température de la surface extérieure du second cylindre entre l'instant initial et l'instant temps t=180 (-). La figure 2 est l'évolutions de la températures au cours du temps de quelques pixels pris sur cette surface. Pour cet essai la pression de l'air à l'entrée de l'insert est de 3.1 bars tandis que la puissance de la plaque chauffante est fixée à 80% de sa valeur maximale. Ce champ montre clairement d'une part la localisation des injecteurs et d'autre part que le refroidissement est plus important à la base de l'insert. Cela peut s'expliquer par les turbulences qui sont créées par l'impacte du jet d'air sur la base de cet insert.

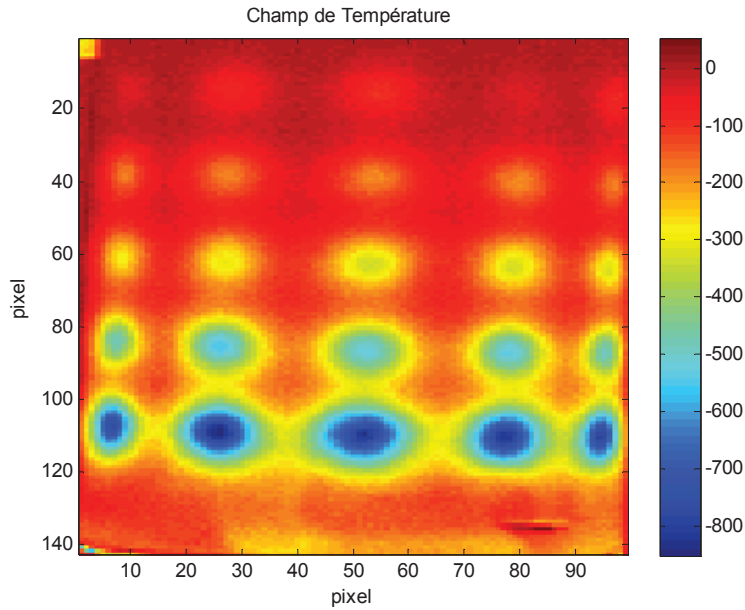


figure 1: Champ de différence température instants 0 et 180 (-)

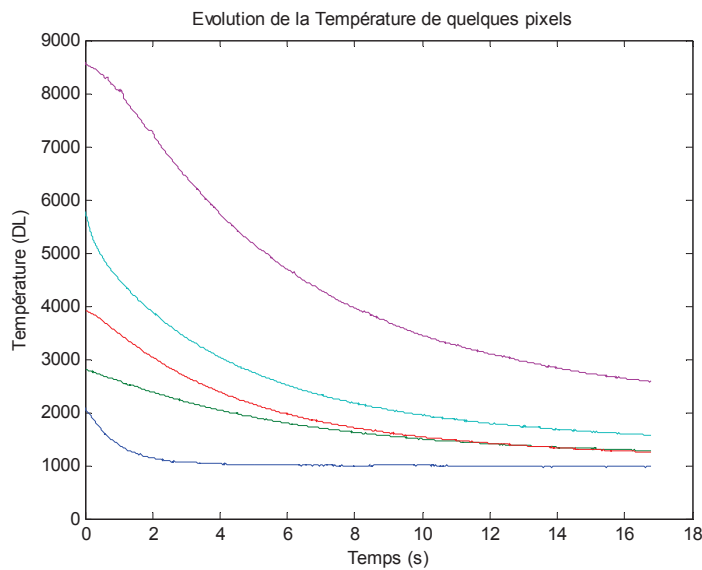


figure 2: Evolution de la température entre les instants 0 et 180 (-)

**Estimation de cartographie de coefficient d'échange convectif et diffusivité thermique**

La méthodologie développée dans le paragraphe 3 est appliquée au modèle complet (équations (1-4)) et au modèle simplifié (équations (5-6)) pour estimer les cartographies de coefficient d'échange convectif correspondant à trois essais (essai1, essai2 et essai3). Pour ces essais, la puissance de la plaque chauffante est maintenue constante alors que les pressions de l'air à l'entrée de l'insert sont respectivement de 1.7 bars de 2.6 bars puis de 3.1 bars. Ces résultats montrent que le coefficient d'échange convectif croît avec la pression. L'évolution du coefficient moyen d'échange convectif suivant l'axe des y apporte une information concernant la configuration géométrique des injecteurs. Les erreurs quadratiques relatives entre ces modèles sur le coefficient d'échange convectif sont de 5.5% pour l'essai1, de 4.4% pour les essais 2 et 3. Cette divergence entre les estimations du coefficient d'échange est due au fait

que dans le modèle2 la diffusion dans le système thermique est négligée. L'écart des estimations entre les deux modèles est inversement proportionnel à la pression de l'air à l'entrée de l'insert. L'utilisation du modèle2 peut être justifiée lorsque le refroidissement est prépondérant notamment quand le débit ou la pression de l'air à l'entrée de l'insert est supérieure à 2 bars dans notre cas.

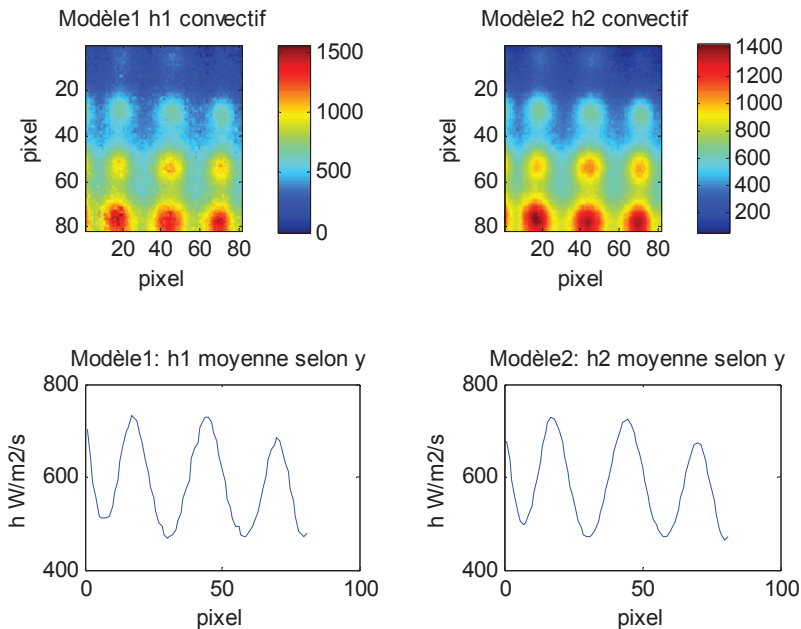


figure 3: Essai 1: (pression de l'air 1.7bars)

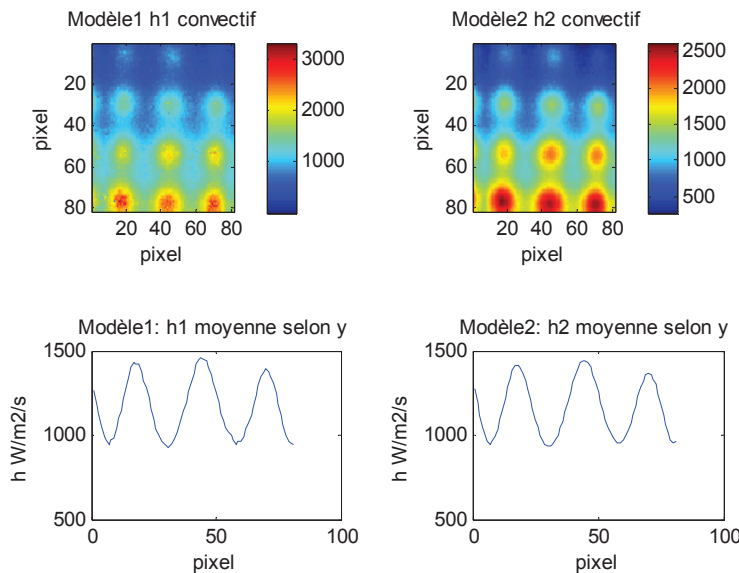


figure 4: Essai 2: (pression de l'air 2.6 bars)

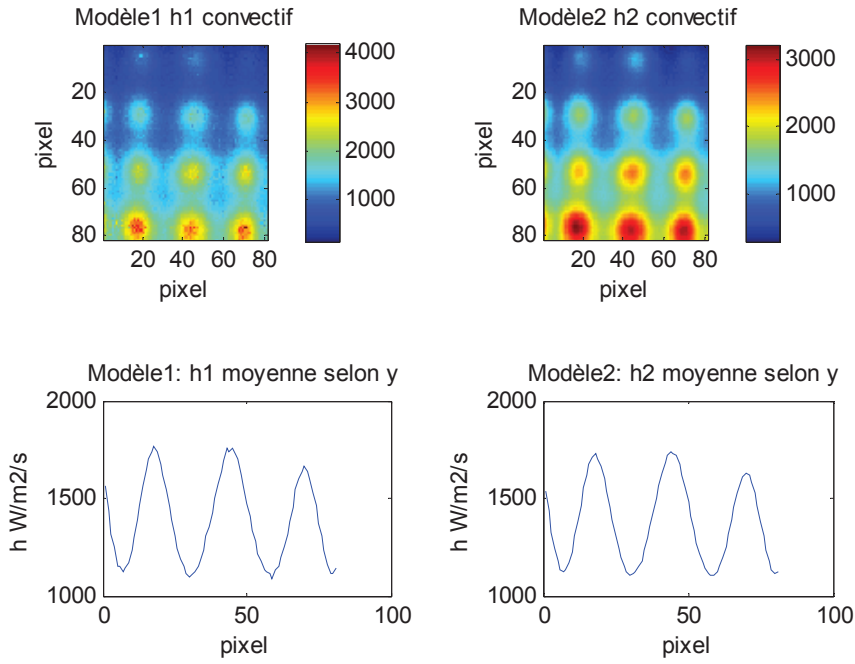


figure 5: Essai3:( pression de l'air 3.1 bars)

Les figures (fig.6 fig.7 et fig.8 ) représentent les coefficients de corrélation linéaire (de quelques pixels ) liant le champ température et sa dérivée temporelle correspondant respectivement aux essai1, essai2 et essai2. Les valeurs de ces coefficients comprises entre (0.65 et 0.95) prouvent que ces deux grandeurs sont relativement bien corrélées.

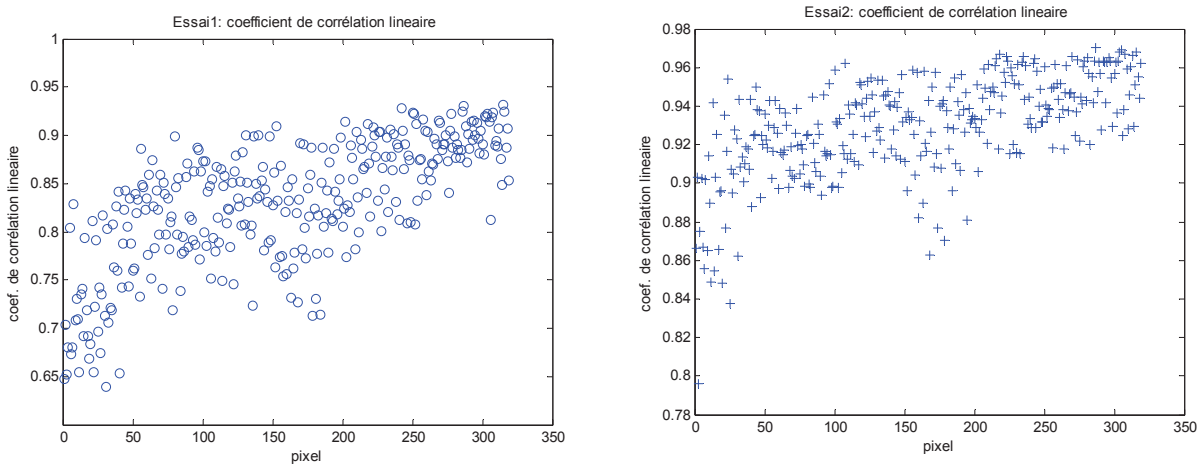


figure 6: Coef. de corrélation linéaire (essai 1)    figure7: Coef. de corrélation linéaire (essai 2)



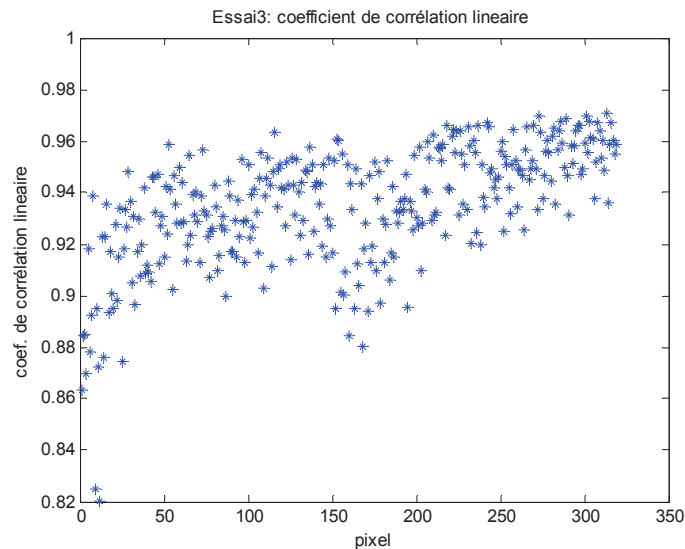


FIG.8: coefficient de corrélation linéaire

## Conclusion

Dans ce travail nous avons mis en place un dispositif expérimentale micro-fluidique pertinent qui à partir de mesures des champs de températures d'un système physique par thermographie infrarouge permet de remonter à la cartographie du coefficient d'échange convectif. Nous avons adopté ici une approche nodale qui a consistée à construire des fonctionnelles à partir de modèles thermiques discrétisés à l'échelle de pixel et des champs de températures mesurés. Nous avons obtenu les estimations des cartographies du coefficient d'échange convectif en minimisant ces fonctionnelles. Nous avons confronté les estimations données par ces deux modèles. Lorsque les phénomènes de refroidissement sont prépondérants, l'estimation du coefficient d'échange à partir de modèle 2 qui néglige la diffusion dans le système physique paraît justifié. Les valeurs des coefficients de corrélation linéaires liant la température et sa dérivée temporelle montrent que ces deux grandeurs physiques sont relativement corrélées. Cette estimation du coefficient d'échange convectif est aussi une démarche de contrôle non destructif (CND) puis qu'elle renseigne sur la configuration géométrique des injecteurs.

## Références bibliographiques

- [1] Philippi I., Batsale J.C., Maillet D., Degiovanni A., Measurement of thermal diffusivity through processing of infrared images, *Rev. Sci. Instrum.* 66(1) 1995, 182-192.
- [2] Krapez JC, Spagnolo L., FrieB M., Maier H.P., Neuer, Measurement of in-plane diffusivity in non-homogeneous slabs by applying flash thermography, *International Journal of Thermal Sciences* 43 (2004) 967-977.
- [3] Bamford M., Batsale J.C., Fudym O., Nodal and Modal Strategies for longitudinal Thermal Diffusivity Profile Estimation. Application to the non-destructive Evaluation of SiC/SiC composites under uniaxial tensile tests, *Infrared Physics and technology* (2008), Volume 52, Issue 1, January 2009, Pages 1-13. é
- [4] Batsale JC., Battaglia J.L., Fudym O., Autoregressive algorithms and spatially random flash excitation for 3D non destructive evaluation with infrared cameras *QIRT Journal* 1 5-20, 2004.
- [5] Fudym O., Batsale JC, Battaglia JL., 2007, Thermophysical properties mapping in semi-infinite longitudinally cracked plates by temperature image processing, *Inverse Problem*, In *Engineering* Vol. 15, No. 2, pp.163-176.
- [6] Pradère C., Morikawa J., Toutain J., Batsale J.C., Hayakawa E., Hashimoto T., Microscale thermography of freezing biological cells in view of cryopreservation, *QIRT Journal*, (in press).