

# Estimation expérimentale de coefficient d'échange local sur une plaque plane thermiquement mince par thermographie infrarouge

Mohammed MOBTIL\*, Daniel BOUGEARD

Dépt Energétique Industrielle - Ecole des Mines de Douai  
941, rue Charles BOURSEUL  
BP 10838 - F59508 DOUAI CEDEX

\*(auteur correspondant : mobtil@ensm-douai.fr)

## Résumé

Cet article décrit deux techniques d'identification du coefficient d'échange local entre une plaque plane thermiquement mince et un écoulement d'air. La méthode expérimentale utilise une technique transitoire qui consiste à refroidir une plaque chauffée initialement à température uniforme, et à suivre l'évolution de sa température de surface au cours du refroidissement à l'aide d'une caméra infrarouge. La détermination du coefficient d'échange à partir de données expérimentales est effectuée en utilisant deux techniques inverses : la première considère un coefficient d'échange constant durant l'expérience, et la seconde tient compte de sa variation dans le temps.

## Nomenclature

$C_p$	Capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$\phi_{cv}$	Flux convectif, $W$
$d_K$	Direction du déplacement	$\phi_{cd}$	Flux conductif, $W$
$e$	Epaisseur de la plaque, $m$	$\phi_{ry}$	Flux radiatif, $W$
$h$	Coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\rho$	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
$i$	Indice discrétisation spatiale	$\Delta$	Opérateur laplacien
$K$	Indice d'itération	$\nabla$	Opérateur gradient
$n$	Indice de discrétisation temporelle	$\alpha$	Coefficient de régularisation
$T$	Température, $K$	$\lambda$	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$T_e$	Température du fluide à l'entrée, $K$	$\gamma^K$	Pas de déplacement
$T_{réf}$	Température de référence, $K$		

## 1. Introduction

Dans la thématique de l'accroissement du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur il est fondamental de connaître avec précision la répartition du coefficient d'échange convectif. La détermination expérimentale de la répartition spatiale de ces coefficients d'échange sur une plaque mince n'est pas une tâche aisée. Différentes techniques sont habituellement utilisées pour déterminer le champ de coefficient d'échange sur une surface. Des techniques transitoires utilisant la variation du champ de température pour en déduire un flux convectif évacué et un coefficient d'échange [1], ou stationnaires [2] pour lesquelles un flux ou une température de surface est imposée. Plusieurs auteurs utilisent une technique transitoire dans laquelle une plaque thermiquement mince, isotherme en début d'expérience, est refroidie (ou réchauffée) brutalement en la plaçant dans un écoulement d'air. La variation temporelle de la température de surface permet de déterminer par une équation très simple (obtenue par intégration de l'équation de l'énergie) la valeur du coefficient d'échange convectif local à sa surface. Dans cette technique, la plaque thermiquement mince est fabriquée dans un matériau peu conducteur de la chaleur, de manière à négliger les flux conductifs latéraux (directions perpendiculaires à son épaisseur). En outre, afin d'intégrer

temporellement l'équation de l'énergie il est nécessaire de considérer que le coefficient d'échange convectif cherché est constant durant l'expérience.

L'objectif de cet article est de présenter des méthodes d'identification permettant de déterminer à partir des profils de température expérimentaux le champ de coefficient d'échange sur une plaque plane. Deux méthodes différentes sont décrites dans cet article : une méthode inverse avec régularisation [3] dans le cas où le coefficient d'échange est considéré constant pendant l'expérience et la méthode métrique variable (MMV) [4] [5] qui permet de s'affranchir de l'hypothèse de l'invariance du coefficient d'échange au cours du temps. Ces deux techniques utilisent des champs de températures mesurées par un dispositif de thermographie infrarouge et sont basées sur la minimisation de l'écart quadratique moyen entre la température mesurée et celle calculée par un modèle direct de conduction unidimensionnelle dans la plaque.

## 2. Description du montage expérimental

Le dispositif expérimental est constitué d'une veine d'essais reliée à une enceinte isolée thermiquement. La génération de l'écoulement dans la veine est réalisée à l'aide d'un ventilateur piloté. Le convergent placé à l'entrée permet d'obtenir un profil de vitesse uniforme. Le nid d'abeille quant à lui, permet de tranquilliser l'écoulement à l'entrée. La mesure du champ de température sur la plaque est effectuée à l'aide d'une caméra infrarouge et d'une fenêtre en ZnSe transparente aux infrarouges. La manipulation consiste à réchauffer uniformément la plaque étudiée à une température initiale au moyen d'un émetteur infrarouge. Durant cette étape, le ventilateur est arrêté et il n'y a donc pas de convection forcée (Fig. 1a). Ensuite, la plaque est refroidie grâce à un écoulement d'air généré par le ventilateur en aval de la plaque.

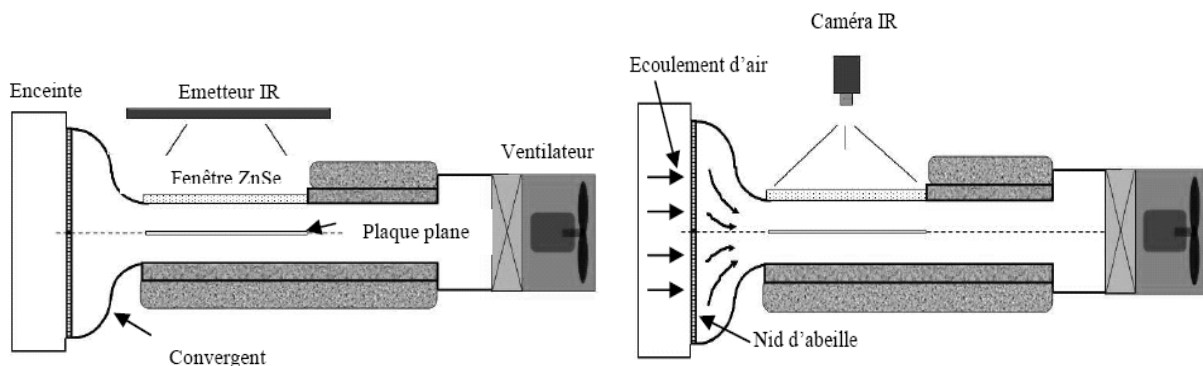


Figure 1a : Chauffage de la plaque sans écoulement d'air

Figure 1b : Refroidissement de la plaque - convection forcée -

Dans le but d'étudier l'influence de la conduction sur l'identification du coefficient convectif, l'expérience s'effectue avec deux types de plaque (PVC et Acier inox) ayant une inertie thermique équivalente (chute moyenne de température constante pendant le refroidissement) mais avec une conductivité thermique différente :  $0,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour le PVC et  $12 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  pour l'acier inox. Afin d'augmenter l'émissivité de la plaque, une fine couche de peinture noire a été déposée sur sa face avant.

La zone d'étude est placée au milieu du canal afin d'éviter tout effet de bords indésirables. La vitesse de l'air dans la veine d'essais varie de  $0,3$  à  $3 \text{ m.s}^{-1}$ , ce qui correspond à des nombres de Reynolds compris entre 200 et 2560.

### 3. Modélisation

La caméra infrarouge permet de suivre l'évolution locale des températures de la plaque au cours du temps. Le bilan thermique dans un élément infinitésimal de la plaque en régime instationnaire conduit à l'équation locale suivante :

$$\rho.C_p.e.\frac{\partial T}{\partial t} = \phi_{cv} + \phi_{cd} + \phi_{ry} \quad (1)$$

L'échange de chaleur convectif entre la plaque et un écoulement d'air peut s'écrire :

$$\phi_{cv}(x,t) = h(x)(T(x,t) - T_{ref}) \quad (2)$$

Le coefficient de convection est calculé avec une température de référence égale à la température de l'air à l'entrée de la veine d'essais ( $T_{ref} = T_e$ ). En émettant l'hypothèse que le flux de rayonnement est négligeable [6], et que les propriétés thermophysiques du matériau solide sont constantes, l'équation précédente s'écrit :

$$\rho.C_p.e.\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = 2h(x)(T(x,t) - T_e) + \lambda.e.\Delta T(x,t) \quad (3)$$

Les conditions utilisées pour résoudre cette équation (Eq. 3) sont les suivantes:

- Conditions aux limites : en  $x = x_1$  (bord d'attaque) et  $x = x_2$  (bord de fuite), on a un flux de conduction nul.
- Condition initiale : la plaque est chauffée à température uniforme égale  $T_{int} = 40$  °C.

D'autre part, nous disposons du champ de température mesurée par thermographie infrarouge à la surface de la plaque au cours du refroidissement :  $T_{mes}(x,t) = T_{surf}(x,t)$ .

Le problème consiste alors à calculer la répartition du coefficient d'échange convectif  $h(x,t)$ . La méthode de résolution a une approche de type différences finies : la plaque est découpée en  $I-1$  tranches d'égale épaisseur,  $\Delta x$  suivant  $x$ , ce qui correspond à  $I$  nœuds de discrétisation et le temps de refroidissement est discrétisé en " $N$ " pas de temps  $\Delta t$  :  $T(x,t) = T_i^n$ .

Le coefficient d'échange inconnu  $h(x,t)$  est discrétisé en " $J$ " composantes spatiales  $h_1(t), h_2(t), \dots, h_J(t)$ . Chaque composante spatiale est également supposée être composée de " $N$ " composantes discrètes de temps. Tous ces composantes ( $J$  fois  $N$ ) peuvent être regroupés en un seul vecteur  $h$  telle que :

$$h(x,t) = \vec{h} = [h_1(t) \ h_2(t) \ h_3 \ \dots \ h_J(t)] = [h_1^1 \ h_1^2 \ \dots \ h_1^N \ h_2^1 \ \dots \ h_2^N \ \dots \ h_J^1 \ \dots \ h_J^N] \quad (4)$$

### 4. Modèle à coefficient d'échange constant pendant l'expérience

La méthode de spécification de fonctions [3] est, pour le problème inverse de conduction de la chaleur (PICC), la méthode de référence. C'est une méthode séquentielle dans laquelle le paramètre à identifier (coefficient d'échange) est estimé pas de temps par pas de temps. Ce type de méthode utilise un module de calcul par différence finie qui permet de résoudre le problème direct défini par l'équation de la chaleur (Eq. 3). Supposons connues la distribution de température  $T^K$  et la distribution du coefficient d'échange  $h^K$  à l'itération  $K$ , étudions, à l'itération  $K+1$ , la fonctionnelle suivante :

$$F_0(h^{K+1}) = \sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^I [T_{(i)mesurée}^{n+1} - T_{(i)calculée}^{n+1}(h^{K+1})]^2 \quad (5)$$

Cette fonctionnelle contient les températures obtenues par thermographie infrarouge à chaque pas de temps ( $T_{(i)mesurée}$ ) ainsi que les températures calculées par le modèle direct ( $T_{(i)calculée}$ ). Un problème provient de l'influence du bruit de mesure. Ce bruit est à l'origine du caractère instable de la solution du problème inverse. Ce problème bien connu des chercheurs dans le

domaine des méthodes inverses a entraîné la mise au point de techniques complémentaires à la méthode de spécification de fonctions que l'on appelle les méthodes de régularisation [7]. Ainsi, au critère donné par l'Eq. 5, un terme de régularisation qui permet de maintenir la fonction à identifier dans un sous-espace de fonctions est ajouté (Eq. 6). Le but est de trouver le vecteur d'inconnues  $h^{K+1}$  qui minimise l'écart entre les températures calculées et les températures mesurées. Pour cela, la fonctionnelle  $F_{02}$  (chaque terme de son expression) doit être dérivée par rapport à chacune des composantes du vecteur  $h^{K+1}$ .

$$F_{02}(h^{K+1}) = \underbrace{\sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^I [T_{(i)mesurée}^{n+1} - T_{(i)calculée}^{n+1}(h^{K+1})]^2}_{F_0} + \alpha_2 \underbrace{\sum_{\tilde{n}=2}^{ns-1} [h_{\tilde{n}-1}^{K+1} - 2h_{\tilde{n}}^{K+1} + h_{\tilde{n}+1}^{K+1}]^2}_{S_2} \quad (6)$$

## 5. Modèle à coefficient d'échange variable

Dans le cas où le coefficient d'échange varie en fonction du temps, la méthode d'identification développée précédemment ne permet pas de déterminer ce paramètre. En effet le problème devient non linéaire, il s'agit alors d'un problème d'optimisation. Une nouvelle méthode est donc utilisée. Il s'agit de la méthode quasi newtonienne appelée aussi méthode métrique variable (MMV) [4], elle est de nature itérative. Commenant par une première solution d'essai  $\vec{h}$ , on procède vers la solution  $\vec{h}$  qui minimise l'écart quadratique entre la température mesurée et la température calculée ( $F_0$ ) de manière séquentielle en agissant sur le pas de déplacement  $\gamma^K$  dans la direction  $d^K$ .

Le procédé itératif de la méthode métrique variable pour trouver le vecteur des inconnus  $\vec{h}^K$  peut être énoncé de la façon suivante :

- 1- Commenant par une première solution d'essai  $\vec{h}^0$ , et avec une matrice  $H^0$  définie positive ;  $H^0$  est la matrice identité. ( $K=0$ )
- 2- A l'itération  $K$ , calcul du gradient de la fonction objectif  $\nabla_F(\vec{h}^K)$  en utilisant l'algorithme de la régularisation (paragraphe 4) et on déduit ensuite la direction de déplacement  $d^K = -H^K \cdot \nabla_F(\vec{h}^K)$ .
- 3- Détermination de la longueur optimale  $\gamma^K$  telle que :  $\vec{h}^{K+1} = \vec{h}^K + \gamma^K \cdot d^K$
- 4- Test d'arrêt : tester le nouveau point  $\vec{h}^{K+1}$ . Si  $\vec{h}^{K+1}$  est optimal, résilier le processus d'itération (Fin du programme). Sinon, passer à l'étape (5).
- 5- Mise à jour de la matrice H en utilisant la formule (BFGS) [4].
- 6- Définir le nouveau numéro d'itération ( $K=K+1$ ) et retourner à l'étape (2).

## 6. Résultats et interprétations

Les résultats expérimentaux concernant le refroidissement d'une plaque soumise à un écoulement d'air en cours d'établissement sont comparés à une corrélation de référence : La loi empirique donnée par Stephan [8] permettant de déterminer le coefficient de convection dans un canal à température de paroi uniforme avec un écoulement d'air en développement dynamique et thermique. La figure 2 présente la répartition du coefficient d'échange à la surface des deux éprouvettes (PVC et Acier inox) obtenues par la méthode inverse sans la régularisation (Fig. 2a) et celle obtenue avec régularisation pour la plaque en acier inox (Fig. 2b). Ces résultats montrent que le coefficient d'échange est bien différent pour les deux éprouvettes. Plus la conductivité du matériau augmente, plus le coefficient d'échange semble se rapprocher de la valeur de référence [8]. On observe également une amplification du bruit. Cette amplification est d'autant plus importante que le matériau est conducteur.

La méthode de spécification de fonctions permet d'identifier un coefficient d'échange constant. Cependant, durant l'expérience, la température de la plaque ainsi que le flux de chaleur qui lui est directement proportionnel varient en fonction du temps.

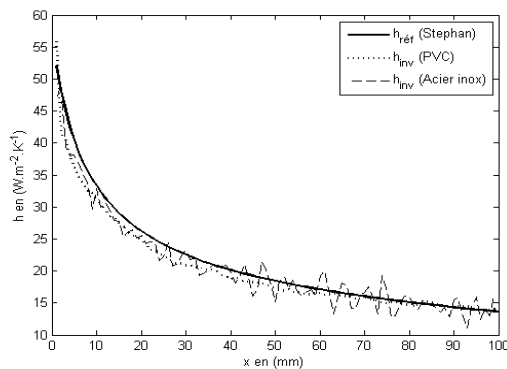


Figure 2a : Profil du coefficient d'échange obtenu sans régularisation

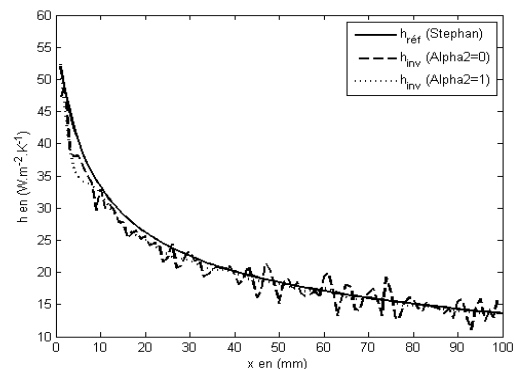


Figure 2b : Profil du coefficient d'échange obtenu avec régularisation –Acier inox-

Rebay [9] a montré que le coefficient d'échange varie en fonction du temps. Pour vérifier cette hypothèse, El Abbadi [10] a effectué une simulation numérique du refroidissement d'une ailette en PVC soumise à un écoulement d'air en cours d'établissement (même configuration que notre expérience). Ces résultats présentés dans la Fig. 3a montrent clairement que le coefficient d'échange est dépendant du temps et sa répartition est directement liée à la répartition de la température à la surface de la plaque. La méthode d'identification MMV décrite précédemment est utilisée dans le cas du refroidissement de la plaque en PVC. Les premiers résultats (Fig. 3b) montrent que la méthode MMV permet d'identifier la répartition spatiale des coefficients d'échange à différents moments du refroidissement. Cette variation semble confirmer les résultats obtenus par la simulation numérique. On obtient un coefficient d'échange qui augmente avec le temps.

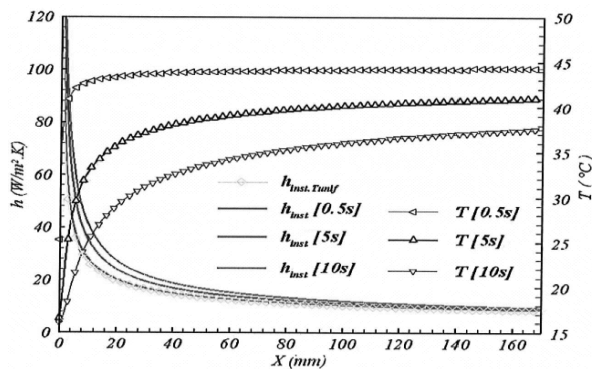


Figure 3a : Variation temporelle du coefficient d'échange et du champ de température – El Abbadi [10] -

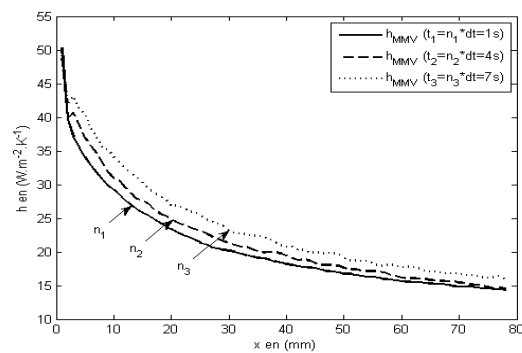


Figure 3b : Distribution du  $h$  en fonction de l'espace pour trois pas de temps – cas expérimental PVC –

Ces résultats montrent que le profil de coefficient d'échange est lié à la répartition du champ de température de la plaque. La forte variation du profil de température à l'entrée du canal entraîne une variation de l'orientation du vecteur gradient de température. Le champ de vitesse étant invariant durant l'expérience (profil plat à l'entrée du canal), l'angle entre le vecteur gradient de température et le vecteur vitesse a tendance à diminuer. Wen-Quan [11] a montré que la diminution de cet angle augmente le flux convectif et donc le coefficient d'échange convectif.

## 7. Conclusions

Nous avons présenté deux modèles pour la détermination du coefficient d'échange par méthode transitoire entre une plaque plane thermiquement mince et un écoulement d'air. Le premier est basé sur l'hypothèse que le coefficient de convection demeure constant pendant le refroidissement et le deuxième le suppose variable dans le temps. L'identification par méthode inverse sans régularisation fournit un résultat bruité. Le bruit provenant des données expérimentales est amplifié par l'inversion. Cette amplification est d'autant plus grande que la plaque est conductrice. L'application de la régularisation permet de limiter considérablement le bruit de mesure. En outre, les profils du coefficient d'échange obtenus avec deux plaques de conductivités différentes, sont différents dans la zone proche du bord d'attaque (zone d'entrée du canal). Dans cette zone, les profils de coefficient d'échange s'éloignent de la référence obtenue avec une température de plaque uniforme. Pour le modèle avec un coefficient d'échange pouvant varier dans le temps, nos premiers résultats semblent confirmer une étude effectuée par simulation numérique qui montre que le coefficient d'échange varie lentement avec le temps dans la zone d'entrée du canal.

## Références

- [1] Kim, Y.Y., K.S., Jeong, G.H., Jeong, S., *An experimental study on the quantitative interpretation of local convective heat transfer for a plate fin and tube heat exchanger using the lumped capacitance method.* International Journal of heat and Mass Transfer, 49 :230-239, 2006.
- [2] H. Ay, T., J.Y. Jang., J.Yeh., *Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography.* International Journal of Heat and Mass Transfer. 45: 4069-4078, 2002
- [3] J.V. Beck, B. Blackwell and C.R. St Clair. *Inverse Heat conduction. – III posed Problems.* Wiley Interscience Publication 1985.
- [4] M. Minoux. *Programmation mathématique : théorie et algorithmes tome 1.* Collection Technique et Scientifique des Télécommunications. Publié sous l'égide du C.N.E.T et de l'E.N.S.T, 1983.
- [5] F. Kowsary, A. Behbahaninia, A. Pourshaghaphy. *Transient heat flux function estimation utilizing the variable metric method.* International communication in Heat and Mass Transfer 33: 800-810, 2006.
- [6] J. Tourreuil. *Etude des performances thermiques d'un échangeur de chaleur compact muni de promoteurs de tourbillons – développement de techniques de mesures locales.* Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, Ecole Des Mines de Douai, 2002.
- [7] A. Tikhonov, V. Arsenine. *Méthodes de résolution de problèmes mal posés.* Editions mir Moscou, 1976.
- [8] K. Stephan. *Warmeübergang und druckfall bei nicht ausgebildeter laminarströmung in rohren und in ebenen spalten.* Chemical ing. tech, 31 :773-778, 1959.
- [9] M. Rebay, M. Lachi, J. Padet. *Mesure de coefficient de convection par méthode impulsionnelle – Influence de la perturbation de la couche limite.* International Journal of Thermal Sciences 41 : 1161-1175, 2002.
- [10] A. El Abbadi. *Développement de méthodes de mesure des transferts convectifs par thermographie infrarouge : Application aux ailettes d'échangeurs a hautes performances.* Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, Ecole Des Mines de Douai, 2002.
- [11] T. Wen-Quan, G. Zeng-Yuan, W. Bu-Xuan. *Field synergy principle for enhancing convective heat transfers its extension and numerical verifications.* International Journal of Heat and Mass Transfer 45 :3849–3856, 2002.