

CORRÉLATIONS DE TRANSFERT DE CHALEUR INTERNE EN RÉGIME INSTATIONNAIRE EN MILIEUX POREUX

Conf. dr.ing. Monica COSTEA*, Prof.dr.ing. Michel FEIDT**, Lect. matem. Odetta MĂLĂNCIOIU*, Prof.dr.ing. Octavian MĂLĂNCIOIU*, Prof.dr.ing. Stoian PETRESCU*

*UNIVERSITATEA POLITEHNICA București, **UNIVERSITÉ "H. Poincaré" Nancy 1, (France)

Rezumat. În lucrare sunt abordate aspecte referitoare la transferul de căldură prin convecție în regim nestationar în medii poroase. Sunt aduse completări lucrărilor anterioare prin determinarea relațiilor criteriale de transfer de căldură intern pentru diverse tipuri de sollicitare termică și mai multe materiale poroase testate. Relațiile criteriale de transfer de căldură intern prin convecție pe unitatea de volum au fost stabilite în funcție de viteza medie de curgere prin mediul poros, în urma prelucrării datelor experimentale. Solicitățile termice considerate au fost de tip treaptă crescătoare/ descrescătoare de flux, respectiv de temperatură. Relațiile criteriale propuse pot fi foarte utile având în vedere diversele aplicații ale mediilor poroase, respectiv numărul redus al relațiilor criteriale disponibile în literatura de specialitate.

1. INTRODUCTION

D'une très grande variété de structure, de nature ou d'échelle spatiale, les milieux poreux occupent une large place et jouent un rôle important dans de nombreux secteurs industriels (matériaux de construction, isolation, revêtement d'échangeurs, séchage) et phénomènes naturels [1].

L'analyse des phénomènes de transfert dans les milieux poreux n'est pas faite généralement à l'échelle microscopique (celle des pores) en raison de la complexité géométrique de cet espace non uniforme. La façon de procéder consiste à moyenniser les variables locales sur un volume plus grand que celui des pores, mais beaucoup plus petit que le volume de la matrice. Ce volume est nommé *volume élémentaire représentatif (VER)*. On suppose que le résultat du moyennage est indépendant de la dimension du volume élémentaire représentatif.

En considérant le milieu poreux ou ses composants comme continus [17], il résulte qu'on peut décrire la température et la structure du milieu par des fonctions continues d'espace et utiliser ainsi les équations de bilan d'énergie et de masse pour l'analyse des processus de transfert au sein de la matrice poreuse. Suivant notre choix de décrire la matrice poreuse par deux phases continues, caractérisées chacune par l'ensemble des propriétés thermophysiques (densité ρ , chaleur spécifique massique c , conductivité λ) et par des températures différentes, il en résulte un modèle à deux équations couplées à l'aide du coefficient de transfert convectif volumique h_v . Le passage à l'échelle macroscopique se fait à partir de la méthode de prise de moyenne spatiale sur le volume élémentaire représentatif [10].

Les modèles analytiques établis en vue de déterminer le coefficient de transfert convectif volumique ont été développés en relation serrée avec le dépouillement des données expérimentales [4-6, 8, 14]. Le coefficient de transfert convectif volumique entre le fluide et la

matrice poreuse déterminé à l'aide des diverses méthodes des modèles analytiques développés est une fonction croissante de la vitesse moyenne débitante, $v_f = \varepsilon \langle v_f \rangle$. Il en résulte qu'il est possible d'exprimer sa variation par une corrélation de la forme $h_v = C v_f^n$, C étant une constante déterminée séparément pour chaque cas étudié [4]. Pour un matériel poreux, la détermination des corrélations de transfert de chaleur interne a été faite séparément sur le type de sollicitation thermique et temps d'établissement du profil de température. En rassemblant les résultats disponibles par les diverses méthodes utilisées pour l'exploitation des données expérimentales des modèles développés et en retenant seulement ceux qui ont été relativement bien groupés, on détermine ensuite la courbe qui donne la dépendance $h_v = f(v_f)$ avec la méthode des moindres carrés.

La comparaison des résultats obtenus avec ceux existant dans la littérature a montré qu'ils sont très proches, surtout pour des vitesses réduites d'écoulement du fluide dans la matrice poreuse.

2. MODELES ANALYTIQUES DEVELOPPÉS POUR LA DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT CONVECTIF VOLUMIQUE

Les modèles macroscopiques décrivant les aspects thermiques des écoulements dans les milieux poreux ont comme point de départ les équations qui caractérisent les phénomènes, exprimées à l'échelle microscopique.

L'équation du bilan d'énergie à l'échelle des pores pour les deux phases s'écrit après moyennage des termes sur le VER, comme suit [2, 4]:

♦ pour le solide:

$$\rho_s c_s (1-\varepsilon) \frac{\partial \langle T_s \rangle^s}{\partial t} = (\lambda_s + \lambda_r) (1-\varepsilon) \frac{\partial^2 \langle T_s \rangle^s}{\partial y^2} - h_v \left(\langle T_s \rangle^s - \langle T_f \rangle^f \right) + \beta_v \phi_0 e^{-\beta_v y} \quad (1)$$

◆ pour le fluide:

$$\rho_f c_f \varepsilon \left(\frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + \langle v_f \rangle^f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial y} \right) = \lambda_f \varepsilon \frac{\partial^2 \langle T_f \rangle^f}{\partial y^2} + h_v \left(\langle T_s \rangle^s - \langle T_f \rangle^f \right) \quad (2)$$

avec $\langle T_s \rangle^s = \frac{1}{V_s} \int V_s T_s dV$ (3)

et $\langle T_f \rangle^f = \frac{1}{V_f} \int V_f T_f dV$ (4)

où ε est la porosité du matériau poreux, v_f – vitesse moyenne d'écoulement, $v_f = \varepsilon \langle v_f \rangle$, en [m/s], ϕ_0 – densité surfacique de flux radiatif incident [15] et les indices s et f indiquent les propriétés du solide, respectivement du fluide.

Les équations (1) et (2) serviront comme point de départ pour chacun des trois modèles analytiques élaborés. Ceux-ci sont comme suit: (1) modèles analytiques à constante de temps, (2) modèles discrets sur les expériences et (3) modèles locaux appliqués sur les profils de température lissés, chacun particularisé pour deux types de sollicitation thermique du milieu poreux, notamment sollicitation en gradient de température entre le fluide s'écoulant dans la matrice et la phase solide et sollicitation en flux radiatif, échelon montant, respectivement descendant.

2.1. Modèles analytiques à constante de temps

Compte tenu de différentes hypothèses qui peuvent être rajoutées aux équations du modèle général, on aboutit par des calculs analytiques à l'expression de l'évolution de la température du solide et de la température du fluide au sein de la matrice poreuse. A partir de chacun de ces profils temporels et en espace des températures des deux phases découplées du milieu poreux, la détermination du coefficient de transfert convectif volumique, h_v , est possible à l'aide de la constante de temps τ obtenue graphiquement sur la base des mesures de température dans la matrice [4, 6-8, 14].

Une expression du coefficient h_v obtenue à partir de mesures expérimentales de $T_f(t)$ est donnée par:

$$h_v \Big|_{T_f, T_{f \text{ exp}}} = \frac{\varepsilon \rho_f c_f v_f}{L} \cdot \ln \left[\frac{\tau \varepsilon \rho_f c_f v_f}{\tau \varepsilon \rho_f c_f v_f + (1-\varepsilon) \rho_s c_s L} \right] \quad (5)$$

Des expressions similaires ont été obtenues à partir de mesures expérimentales de $T_s(t)$, en considérant le

profil expérimental de la température du fluide comme exponentiel ou linéaire, respectivement pour les cas en temps long (TL) et court (TS) d'établissement du profil de température.

2.2. Modèles discrets sur les expériences

La démarche consiste à discrétiser les dérivées partielles des températures du solide et du fluide sur les équations du modèle précédent (équations (1) et (2)), en temps et espace, et à exprimer directement le coefficient de transfert convectif volumique à partir de chaque équation. Si on dispose de plusieurs prises de mesure de température solide - fluide sur l'épaisseur de la matrice, on peut déterminer plusieurs valeurs de h_v , correspondant aux couches que ces points de mesure séparent [4-6, 8]:

◆ à partir de $T_f(t)$

$$h_v(t) \Big|_{T_f, i \rightarrow i+1} = \frac{\varepsilon \rho_f c_f v_f \frac{T_{f,i+1}(t) - T_{f,i}(t)}{L/P}}{T_{s,i}(t) - T_{f,i}(t)} \quad (6)$$

avec P – nombre de couches et $i = 1, P$.

◆ à partir de $T_s(t)$

$$h_v(t) \Big|_{T_s, i \rightarrow i+1, t_j \rightarrow t_{j+1}} = \frac{\frac{\phi_0}{L/P} \left(e^{-\beta_v \cdot \frac{iL}{P}} - e^{-\beta_v \cdot \frac{(i+1)L}{P}} \right) \rho_s c_s (1-\varepsilon) \frac{T_{s,y_i}^{t_j+\Delta t} - T_{s,y_i}^{t_j}}{\Delta t}}{T_{s,i}^{t_j}(t) - T_{f,i}^{t_j}(t)} \quad (7)$$

avec t_j – référence du temps, $j = 0, 1$,

$$y_i = iL/P.$$

Il en résulte un coefficient de transfert convectif volumique local entre le fluide et la matrice poreuse.

2.3. Modèles locaux appliqués sur les profils de température lissés

Ces modèles ont comme point de départ les profils temporels de température du fluide et du solide sur l'épaisseur de la matrice qui peuvent être associés à des fonctions linéaires ou polynomiales [4-6, 8]. Les coefficients des fonctions (droite ou polynôme) des profils de température sont à leur tour des fonctions du temps qui sont déduites à partir des températures mesurées. Ainsi à partir de chaque équation du modèle, on exprime le coefficient de transfert convectif volumique h_v comme suit:

$$h_v(y,t)_{T_s} = \frac{\lambda_s \cdot 2\alpha_s(t) + \beta_v \phi_0 e^{-\beta_v L \cdot \frac{y}{L}}}{\rho_s c_s L^2 + \rho_s c_s (1-\epsilon)L^2} \rho_s c_s (1-\epsilon) - \frac{da_s(t) \left(\frac{y}{L}\right)^2 + db_s(t) \frac{y}{L} + dc_s(t) \frac{1}{L^2}}{N} \rho_s c_s (1-\epsilon) \quad (8)$$

$$h_v(y,t)_{T_f} = \frac{\frac{da_f(t) \frac{y}{L} + db_f(t) \frac{1}{L^2} + v_f a_f(t)}{N}}{\rho_f c_f \epsilon} \quad (9)$$

avec

$$N = a_s(t) \left(\frac{y}{L}\right)^2 + (b_s(t) - a_f(t)) \frac{y}{L} + (c_s(t) - b_f(t)) \frac{1}{L^2} \quad (10)$$

Les trois modèles analytiques présentés ont permis la détermination du coefficient de transfert convectif volumique **moyen**, respectivement **local**, ainsi que d'évolution temporelle et spatiale des coefficients de transfert convectif volumique entre le fluide et la matrice.

3. CORRELATIONS DE TRANSFERT DE CHALEUR INTERNE OBTENUES POUR DIVERS MATERIAUX

La détermination des corrélations de transfert de chaleur interne a été faite séparément sur le type de sollicitation thermique et temps d'établissement du profil de température (court TC ou long TL), respectivement sur le type de matériel poreux testé. Trois matériaux poreux métalliques ont été étudiés expérimentalement, notamment copeaux de duralumin, laine de cuivre, mousse organique recouverte d'un dépôt de cuivre [4, 14]. Ainsi, un exemple représentatif de détermination de la corrélation de transfert de chaleur à partir de l'ensemble des résultats disponibles pour les copeaux de duralumin est illustré sur la Fig. 1. Pour invoquer les modèles présentés dans le paragraphe précédent, on a procédé comme suit: (1) correspond aux modèles à constante de temps, (2) correspond aux modèles discrets sur les expériences et (3) correspond aux modèles locaux appliqués sur les profils de température lissés.

On remarque que pour la sollicitation en échelon montant de flux, temps court, les résultats disponibles sont obtenus avec les méthodes utilisant T_s , des deux premiers modèles mentionnés ci-dessus.

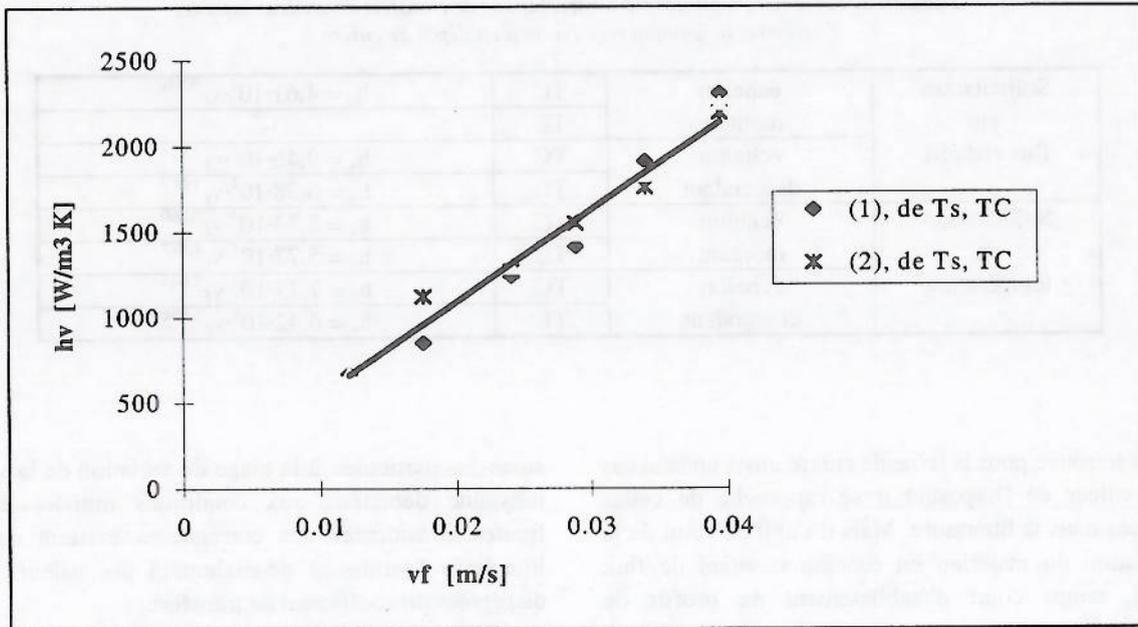


Fig. 1. Exemple de variation de h_v en fonction de la vitesse moyenne débitante obtenue avec diverses méthodes, copeaux de duralumin, temps court, échelon montant de flux.

Les corrélations obtenues pour les copeaux de duralumin dans tous les cas traités sont rassemblées dans le Tableau 1. On remarque que les valeurs de l'exposant n sont comprises entre [1 ; 1,4], sauf pour les cas en échelon montant de flux et de température, temps court, où $n < 1$. Par ailleurs, la valeur de n pour les cas en échelon montant de température, temps court est la plus proche de celles indiquées dans la littérature [11, 12, 16, 18].

Généralement, le meilleur rapprochement des corrélations est obtenu pour les cas en échelon descendant de flux et de température.

Les corrélations de transfert de chaleur modélisant les cas étudiés pour la laine de cuivre sont rassemblées dans le Tableau 2, respectivement pour la mousse organique recouverte d'un dépôt de cuivre dans le Tableau 3.

Tableau 1. Tableau récapitulatif des corrélations de transfert de chaleur interne, copeaux de duralumin

Sollicitation en flux radiatif	échelon montant	TC	$h_v = 5,26 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,991}$
		TL	$h_v = 1,59 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,387}$
	échelon descendant	TC	$h_v = 9,08 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,190}$
		TL	$h_v = 1,65 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,357}$
Sollicitation en température	échelon montant	TC	$h_v = 1,76 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,776}$
		TL	$h_v = 5,69 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,019}$
	échelon descendant	TC	$h_v = 7,38 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,095}$
		TL	$h_v = 6,15 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,040}$

Tableau 2. Tableau récapitulatif des corrélations de transfert de chaleur interne, laine de cuivre

Sollicitation en flux radiatif	échelon montant	TC	$h_v = 8,05 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,617}$
		TL	$h_v = 2,17 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,885}$
	échelon descendant	TC	$h_v = 4,30 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,123}$
		TL	$h_v = 2,00 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,839}$
Sollicitation en température	échelon montant	TC	$h_v = 6,93 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,195}$
		TL	$h_v = 3,67 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,013}$
	échelon descendant	TC	$h_v = 7,63 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,495}$
		TL	$h_v = 4,54 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,059}$

Tableau 3. Tableau récapitulatif des corrélations de transfert de chaleur interne, mousse organique recouverte d'un dépôt de cuivre

Sollicitation en flux radiatif	échelon montant	TC	$h_v = 4,61 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,976}$
		TL	-
	échelon descendant	TC	$h_v = 9,46 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,214}$
		TL	$h_v = 6,38 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,060}$
Sollicitation en température	échelon montant	TC	$h_v = 2,73 \cdot 10^4 \cdot v_f^{0,860}$
		TL	$h_v = 5,77 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,017}$
	échelon descendant	TC	$h_v = 7,17 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,075}$
		TL	$h_v = 6,42 \cdot 10^4 \cdot v_f^{1,056}$

On retrouve pour la laine de cuivre aussi un seul cas où la valeur de l'exposant n se rapproche de celles indiquées dans la littérature. Mais il s'agit de celui de la sollicitation du matériau en échelon montant de flux radiatif, temps court d'établissement du profils de température.

On précise que les valeurs du coefficient de transfert convectif volumique obtenues pour la mousse organique recouverte d'un dépôt de cuivre dans le cas de la sollicitation en créneau montant de flux, temps long, ont été trop faibles pour être retenues.

4. COMPARAISON DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX AVEC CEUX EXISTANT DANS LA LITTÉRATURE

Du fait que les résultats de la modélisation sont spécifiques aux matériaux poreux utilisés, aux dimen-

sions des particules, à la plage de variation de la vitesse moyenne débitante, aux conditions initiales et aux limites considérées, les corrélations existant dans la littérature fournissent généralement des valeurs assez dispersées du coefficient de transfert.

Elles se présentent soit sous la forme de relations empiriques [11], soit sous la forme de corrélations entre les nombres de Nusselt et de Reynolds, éventuellement de Prandtl [3, 7, 13, 16-18].

Parmi les corrélations qui caractérisent le comportement en régime instationnaire de divers milieux poreux utilisés dans un régénérateur ou dans les systèmes de stockage thermique existant dans la littérature on a retenu pour la comparaison des résultats celles rassemblées dans le Tableau 4.

Tableau 4. Tableau récapitulatif des corrélations pour la détermination du coefficient de transfert convectif

Auteurs	Corrélation	Matériau	Diamètre [m]
Löf et Hawley [11]	$h_v = 906,56 \left(\frac{\rho_f v_f}{d} \right)^{0,7}$	granulaire	$5 \cdot 10^{-3} \div 40 \cdot 10^{-3}$
Donnadieu [7]	$Nu = 2,62 \cdot 10^{-4} \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3} \cdot Re \right)^{1,6}$	granulaire	$0,13 \cdot 10^{-3} \div 1,1 \cdot 10^{-3}$
Chen et al [3]	$Nu = 0,483 Re_h^{0,548}$	tissages de fils	$0,05 \cdot 10^{-3}$
Tanaka et al [16]	$Nu = 0,33 Re_h^{0,67}$	tissages de fils métaux spongieux	$0,05 \cdot 10^{-3} \div 0,3 \cdot 10^{-3}$
Urieli et Berchowitz [18]	$St = 0,46 Re_h^{0,4} \cdot Pr^{-1}$	tissages de fils	$0,4 \cdot 10^{-3}$

Les notations utilisées dans les corrélations ci-dessus ont la signification suivante:

- nombre de Nusselt: $Nu = h_s \cdot d / \lambda_f$;

- nombre de Reynolds:

$Re = \rho_f \cdot v_f \cdot d / \mu_f$ ou $Re_h = \rho_f \cdot v_f \cdot d_h / \mu_f$;

avec h_s - coefficient de transfert convectif surfacique, en $[W/m^2 K]$; d - diamètre des particules; d_h - diamètre hydraulique, $d_h = 4\varepsilon d / [\phi(1-\varepsilon)]$; ϕ - facteur de forme du matériau poreux; ε - porosité du matériau poreux; ρ_f - masse volumique du fluide, en $[kg/m^3]$; v_f - vitesse moyenne débitante, $v_f = \varepsilon \langle v \rangle$, en $[m/s]$; μ_f - viscosité dynamique du fluide; λ_f - conductivité thermique du matériau poreux, en $[W/m K]$.

On remarque que les corrélations adimensionnelles indiquées dans le Tableau 4 comprennent le coefficient de transfert convectif surfacique. Le passage à celui volumique est fait par l'intermédiaire de la surface spécifique A_v définie par le rapport de l'aire de la surface

totale des interfaces solide-pores au volume de l'échantillon, dont les valeurs pour les copeaux de duralumin et la laine de cuivre ont été déterminées antérieurement [2, 14].

Pour la comparaison avec les résultats existant dans la littérature on a choisi les valeurs de h_v obtenues dans le cas de la sollicitation en échelon montant de température des copeaux de duralumin, du fait qu'il sont très proches de ceux pour la mousse organique recouverte d'un dépôt de cuivre et aussi de ceux pour la sollicitation en échelon descendant de température des deux matériaux. Quant à la laine de cuivre, ils sont supérieurs.

La Fig. 2 présente les courbes qui correspondent aux corrélations du Tableau 4 et à nos résultats. On précise que la valeur du diamètre des particules ou du diamètre hydraulique qui interviennent dans ces corrélations a été choisie de 0,0005 m.

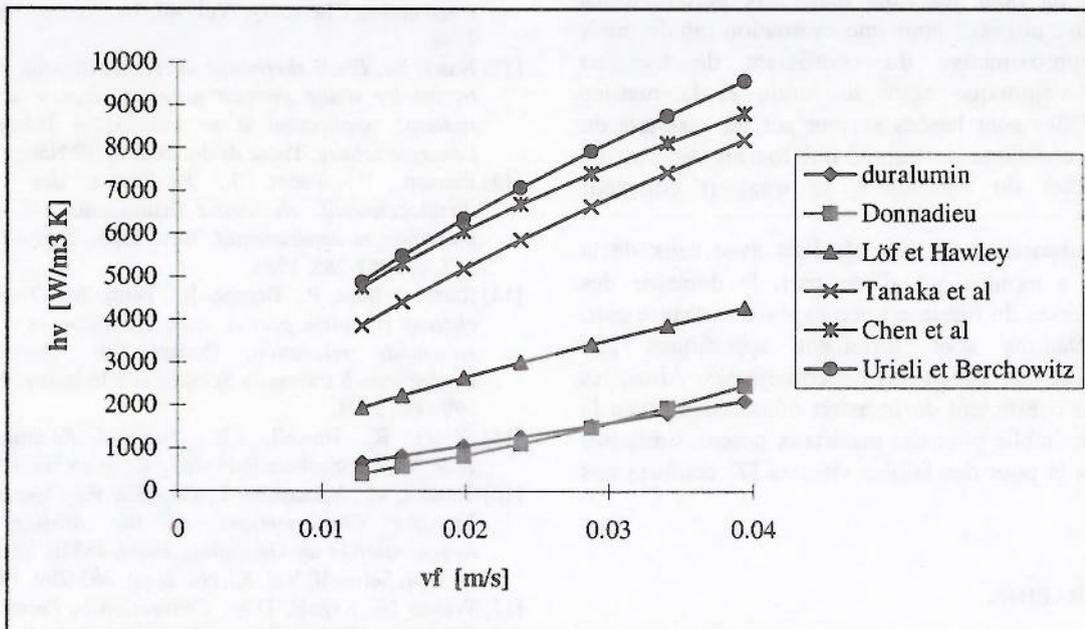


Fig. 2. Comparaison des résultats obtenus avec ceux de la littérature.

On remarque deux regroupements des résultats, comme suit: ceux qui correspondent aux matériaux granulaires et qui encadrent bien nos résultats puis ceux qui correspondent aux tissages de fils métalliques utilisés dans le régénérateur, bien groupés.

La seule corrélation déduite pour des faibles vitesses d'écoulement [7] et matériaux similaires aux nôtres conforte nos résultats.

La corrélation de Löff et Hawley [11] est une extrapolation de la relation établie pour un domaine de vitesse compris entre $6 \cdot 10^{-2}$ et $33 \cdot 10^{-2}$ m/s, ce qui ne peut pas convenir. La corrélation de Donnadiu [7] comporte une autre expression pour des valeurs du nombre de Reynolds supérieures à 100, mais qui n'est pas d'intérêt pour la présente comparaison, car le domaine de vitesse de nos expériences est compris entre 0,01 et 0,042 m/s. Les corrélations de Chen et al. [3], Tanaka et al. [16] et Urieli et Berchowitz [18] ont été établies expérimentalement, pour des conditions d'écoulement oscillatoire dans le régénérateur d'une machine de Stirling.

Par rapport aux corrélations établies pour les matériaux utilisés dans le régénérateur, il résulte des différences assez importantes avec nos résultats. Elles sont dues d'une part aux caractéristiques des matériaux et d'autre part aux conditions spécifiques de l'écoulement du fluide dans le régénérateur qui mettent l'empreinte sur les corrélations.

D'autres corrélations numériquement établies pour des matériaux similaires à ceux testés par nous et qui sont basées sur une technique d'acquisition de données plus performante sont déjà disponibles [9].

5. CONCLUSIONS

Les corrélations de transfert de chaleur interne proposées ici pour les trois matériaux poreux testés peuvent être utilisées pour une évaluation rapide, mais encore approximative du coefficient de transfert convectif volumique entre le fluide et la matrice poreuse. Elles sont basées surtout sur les résultats du modèle à constante de temps, qui fournit des valeurs assez faibles du coefficient de transfert convectif volumique.

La comparaison de nos résultats avec ceux de la littérature a montré que d'une part, le domaine des faibles vitesses du fluide est peu exploré et d'autre part, les corrélations sont fortement spécifiques aux matériaux et aux conditions expérimentales. Ainsi, les valeurs du coefficient de transfert déterminées avec la corrélation établie pour des matériaux poreux similaires aux nôtres et pour des faibles vitesses [7] conforte nos résultats.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Bories, S., Prat, M., , *Transfert de chaleur dans les milieux poreux*, Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Energétique, pp. 1-32, 1996.

- [2] Borner, R., *Modélisation d'échangeurs de chaleur: Analyse théorique et expérimentale du comportement en régime transitoire. Particularisation aux capteurs solaires et optimisation des systèmes moteurs associés*, Thèse INPL, Nancy, 1995.
- [3] Chen, P.H., Chang, Z.C., Huang, B.J., *Effect of oversize in wire-screen matrix to the matrix-holding tube on regenerator thermal performance*, Cryogenics, Vol. 36, No. 5, pp. 365-372, 1996.
- [4] Costea, M., *Augmentation des performances des échangeurs de chaleur en vue de l'optimisation thermodynamique de la machine de Stirling. Transfert de chaleur en régime instationnaire en milieux poreux*, Thèse de Doctorat, U.P.Bucarest & U.H.P.Nancy 1, 1997.
- [5] Costea, M., Feidt, M., Ramany Bala, P., *Comparison of the Estimation Methods of the Heat Transfer Coefficient per Volume Unit in Metallic Porous Media*, Proceedings of ECOS'98, Nancy, France, pp. 925-932, 1998.
- [6] Costea, M., Feidt, M., *Convection en régime instationnaire en milieux poreux*, Vol des travaux de la Conférence Nationale de Thermotechnique-VIII, Maison d'Édition de l'Université de Pitești, Pitești, Vol. II, pp. 123-129, 1998.
- [7] Donnadiu, G., *Transmission de la chaleur entre fluide et solide*, Revue de l'Institut Français du Pétrole, Vol. 16, pp. 1330-1356, 1961.
- [8] Feidt, M., Costea, M., *Estimation Methods of the Heat Transfer Coefficient per Volume Unit in Metallic Porous Media*, Entropie, France, in press, 2001.
- [9] Feidt, M., Lacroix, C., Costea, M., *Détermination numérique du coefficient de transfert convectif dans un milieu poreux: du code de calcul à l'application*, Congrès Français de Thermique, SFT'2001, Série Sciences et Technologies Thermiques face au XXIe Siècle, edited by C. Castelain and D. Delaunay, Nantes, France, 523-528, 2001.
- [10] Kaviany, M., *Principles of Heat and Mass Transfer in Porous Media*, Springer Verlag, New York, 1991.
- [11] Löff, G.O.G., Hawley, R.W., *Unsteady-State Heat Transfer between Air and Loose Solids*, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 40, No. 6, pp. 1061-1070, 1948.
- [12] Nasri, N., *Etude thermique du comportement en régime transitoire d'une matrice poreuse soumise à un flux radiatif: application à la conversion thermique de l'énergie solaire*, Thèse de doctorat, UHP Nancy 1, 1994.
- [13] Pierson, P., Padet, J., *Evaluation des transferts thermoconvectifs en régime instationnaire - approche théorique et expérimental*, Rev. Gén. Therm. Fr., No. 287, pp. 781-788, 1985.
- [14] Ramany Bala, P., Borner, R., Feidt, M., *Transfert de chaleur en milieu poreux: caractérisation en transitoire en mode relaxation*, Congrès de Thermique et Énergétique à travers la Science et l'Industrie, Paris, pp. 599-606, 1994.
- [15] Siegel, R., Howell, J.R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Corporation, 1982.
- [16] Tanaka, M., Yamashita, I., Chisaka, F., *Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow*, JSME International Journal, Series II, Vol. 33, No. 2, pp. 283-289, 1990.
- [17] Wakao N., Kagueli, D.A., *Convection in Porous Media*, Gordon and Breach Science Publishers, New York, 1982.
- [18] Urieli, I., Berchowitz, D.M., *Stirling Cycle Engine Analysis*, Bristol, Adam Hilger, 1994.