

Transfert dans les mousses métalliques : mesure du coefficient d'échange de chaleur entre phases.

Damien SERRET, Tahar STAMBOUL, Frédéric TOPIN*

Laboratoire IUSTI, UMR CNRS 6595, 5 rue E. Fermi. 13453 Marseille

*(auteur correspondant : frederic.topin@polytech.univ-mrs.fr)

Résumé - Dans le cadre de l'étude du transfert de chaleur en milieu poreux, plusieurs approches sont possibles. Nous proposons ici une méthode permettant l'identification du coefficient d'échange convectif dans le cas d'un modèle thermique à deux températures. Ces travaux sont appliqués à un milieu poreux particulier : les mousses métalliques. Nous proposons une première relation liant propriétés morphologiques et grandeur d'échange.

Nomenclature

C_p	capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient d'échange convectif	ρ	masse volumique $kg.m^{-3}$
D	diamètre, m	λ	conductivité thermique $W.m^{-1}.K^{-1}$
S	surface, m^2	ε	porosité, -
P	périmètre mouillé, m	ω	pulsation, s^{-1}
Q	flux de chaleur, $W.m^{-2}$	<i>Indices et exposants</i>	
T	température, K	p	paroi
t	temps, s	S	solide
U	vitesse, $m.s^{-1}$	f	fluide
L	longueur du canal, m	<i>vol.</i>	volumique
x	position de la mesure du flux, m	<i>Spé.</i>	Spécifique
\dot{m}	débit massique surfacique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$	Sf	Solide – fluide
Gr	Nombre de Graetz ($Gz = Re Pr \frac{L}{x}$), -	b	brin
		h	hydraulique
		*	effectif

1. Introduction

La problématique abordée ici concerne les transferts thermiques convectifs dans les mousses métalliques à pore ouvert. Il existe peu de données qui leur soient spécifiques [1-8]. De plus, ces rares résultats sont très dispersés. Deux approches complémentaires sont principalement menées. La première concerne l'étude des échanges pariétaux. Dans ce cas, les travaux relativement nombreux portent principalement sur l'influence d'une mousse posée sur une paroi par rapport au cas d'une paroi nue [8, 9]. Ils montrent que l'intensification des échanges se fait avec un facteur amplificateur sur le Nusselt compris entre 3,5 et 6 selon la valeur du nombre de Reynolds. D'autre part, [7] caractérise l'influence déterminante du contact entre la paroi et la mousse.

La seconde approche concerne les échanges convectifs volumiques dans une mousse métallique. Il existe des difficultés expérimentales et peu de travaux concernant ce dernier point qui nous ont toutefois permis de distinguer deux approches. La première, présentée par [4, 10], lie le coefficient d'échange volumique uniquement à la perméabilité. La deuxième approche [11], relie les échanges thermiques à la morphologie du milieu considéré. Nous avons développé un dispositif expérimental spécialement dédié à la création d'un déséquilibre thermique, dans la mousse, entre le solide et la phase fluide. Dans un premier temps, nous faisons une présentation détaillée de notre dispositif expérimental. Puis nous détaillons le modèle que nous avons développé. Enfin, nous présentons les résultats obtenus à partir de

celui-ci pour la caractérisation du coefficient d'échange convectif ainsi qu'une loi de transfert de chaleur associé.

2. Dispositif expérimental

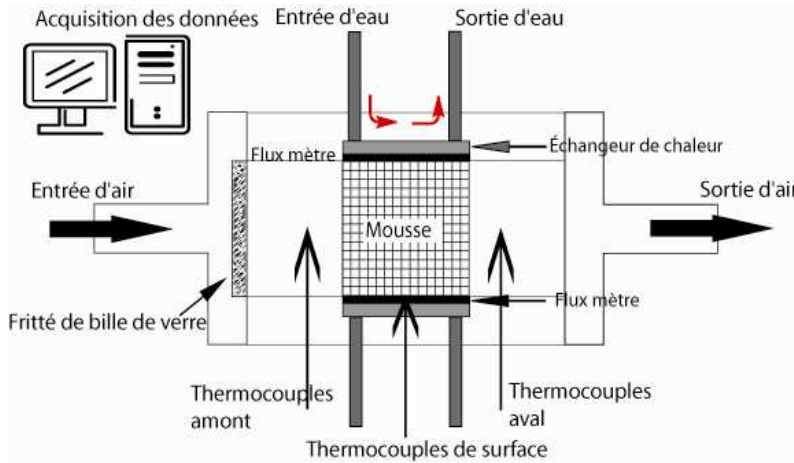


Figure 1 : Dispositif expérimental

Nous proposons un montage expérimental simple permettant de faire des essais systématiques sur toute une gamme de mousse dont l'étude morphologique a déjà été réalisée [12], afin d'obtenir précisément le coefficient d'échange local entre le brin de mousse et le fluide (ici de l'air).

Cet échangeur est composé d'un canal (section d'écoulement carré de 1cm de côté, et de longueur 5cm, dans lequel sont insérés les échantillons). Des échangeurs sont insérés dans les parois pour contrôler leur niveau de température. Chaque mousse est testée pour un débit allant de 10 à 110 NL/min, ce qui correspond à une plage de Reynolds (basé sur la vitesse débitante et le diamètre hydraulique du canal) allant de 1200 à 13100. L'alimentation en air du système à débit constant (débitmètre AALBORG (GFM 47)) et température contrôlée fluctuant sinusoïdalement (période 15 s) est réalisée grâce à une cellule composée d'une résistance chauffante.

Deux fluxmètres de 1 cm² (conçu par la société Captec) sont collés entre les parois et les échantillons. Ils sont utilisés pour mesurer les pertes Q_p , les parois non instrumentées sont supposées avoir un comportement identique. L'arrière de chaque fluxmètre est collé à un échangeur en aluminium. Ils permettent de contrôler la température des parois du canal qui se trouve en contact avec la mousse. Nous pouvons ainsi réaliser des sollicitations pariétales contrôlées. Un thermocouple (de type T), inséré dans la même pièce, permet de mesurer la température de la paroi. Deux thermocouples de type K sont placés respectivement en amont et en aval de l'échantillon. Les temps de réponse de tous les capteurs (de l'ordre du centième de seconde) sont très inférieurs aux périodes des signaux mesurés. L'ensemble des signaux est acquis via une centrale National Instrument (modèle SCXI-1000).

Le protocole de mesure consiste à régler le débit d'air et l'amplitude de la fluctuation de la température en entrée puis à laisser stabiliser l'ensemble du dispositif expérimental. Une fois l'état périodique établi atteint (vérifié par un enregistrement de l'ensemble de cette phase), nous effectuons nos mesures durant 15min.

Echantillon	Porosité	Surf. spécifique	Diam. brin	Diam. pore	ρ Cp matrice	ρ Cp (1- ϵ)	$\omega \lambda$ effectif
		m^2/m^3	μm	μm	$J/m^3/^{\circ}K$	$J/m^3/^{\circ}K/s$	$W/m/^{\circ}K$
NC1116	0,891	1296	337	2452	$3,74 \cdot 10^6$	170592	0.9
NC1723	0,873	1658	255	1841	$3,74 \cdot 10^6$	198764	0.9
NC2733	0,88	3861	120	831	$3,74 \cdot 10^6$	187808	0,9
NC3743	0,878	5442	88	572	$3,74 \cdot 10^6$	190938	0,9
Al40	0,905	770	296	2080	$2,42 \cdot 10^6$	95959	5.2
Cu 40	0,93	2000	224	1500	$3,50 \cdot 10^6$	102410	12

Tableau 1 : Caractérisation des différents échantillons

Nous disposons de trois types de mousses, Nickel-Chrome, Aluminium (de type 6101), ou Cuivre. L'ensemble des données physiques caractérisant les différentes mousses est rapporté dans le tableau suivant [12]. Chaque mousse est testée avec un échantillon de 1 cm³.

La porosité, ainsi que la taille des pores et la surface spécifique des mousses de Nickel-Chrome ont été obtenus par traitement d'image 3D. Il s'agit pour les deux autres échantillons de données fournies par le fabricant. En revanche, la taille des brins a été mesurée à partir d'images 2D

3. Modèle thermique

Nous utilisons un modèle moyenné à deux températures (le système n'est pas en équilibre thermique local), il y a donc une équation de conservation de l'énergie par phase présente dans le matériau mousse :

$$(1 - \varepsilon)(\rho Cp)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (\bar{\lambda}_s^* \cdot \nabla T_s) - h_{sf} S_{spé} (T_s - T_f) \quad (1)$$

$$\varepsilon(\rho Cp)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \varepsilon(\rho Cp)_f U \cdot \nabla T_f = \nabla \cdot (\bar{\lambda}_f^* \cdot \nabla T_f) + h_{sf} S_{spé} (T_s - T_f) \quad (2)$$

Le coefficient h_{sf} [W/m²/K] est le coefficient d'échange entre les deux phases. Il solde, sous une forme linéaire l'ensemble des contributions microscopiques. Le produit $h_{sf} S_p$ est le coefficient d'échange volumique de la mousse, exprimé en W/m³/K

Nous avons mis en place un modèle simplifié en vue d'obtenir une expression analytique du coefficient d'échange en fonction des propriétés du milieu et des mesures effectuées. Du fait de la petite taille de nos échantillons, nous supposons que la température dans l'ensemble de la mousse est uniforme. Cela simplifie donc le terme de conduction dans l'équation(1). On peut aussi supposer pour la même raison que le terme de diffusion dans le fluide est négligeable. Toutes les hypothèses faites jusqu'à présents sont vérifiées à posteriori à partir d'une simulation complète de l'expérience, tenant compte de tous les termes de transfert thermique et des conditions aux limites utilisées. D'autres part, étant donnée la plage de débit étudiée, le terme d'accumulation dans la phase fluide est négligeable car le temps de passage du fluide dans l'échantillon de mousse est très faible devant le temps caractéristique d'accumulation. En intégrant (1) et (2) sur le volume de l'échantillon avec les hypothèses citées précédemment, le système d'équation à résoudre est le suivant :

$$(1 - \varepsilon)(\rho Cp)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = -h_{sf} S_p (T_s - T_f) \quad (3)$$

$$m Cp (T_{aval} - T_{amont}) - Q_p = h_{sf} S_p (T_s - T_f) \quad (4)$$

Nous plaçant en régime périodique établi, les signaux expérimentaux sont de la forme :

$$\begin{aligned} T_{amont} &= T_{amont1} + T_{amont3} \sin(\omega t) \\ T_{aval} &= T_{aval1} + T_{aval2} \cos(\omega t) + T_{aval3} \sin(\omega t) \\ T_p &= T_{p1} + T_{p2} \cos(\omega t) + T_{p3} \sin(\omega t) \\ Q_p &= Q_{p1} + Q_{p2} \cos(\omega t) + Q_{p3} \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5)$$

Nous obtenons ainsi l'expression de la composante fluctuante de la température du solide en régime périodique établi :

$$\tilde{T}_S = \frac{T_{amont3} h_{vol} [\rho_S C p_S (\varepsilon - 1) \omega \cos(\omega t) + h_{vol} \sin(\omega t)]}{h_{vol}^2 + (\rho_S C p_S (\varepsilon - 1) \omega)^2} \quad (6)$$

On peut à présent exprimer la température du fluide en aval de l'échantillon de mousse :

$$\tilde{T}_{aval} = \tilde{T}_{amont} + \frac{\tilde{Q}_p}{\dot{m} C p_f} - \frac{A h_{vol} V}{\dot{m} C p_f} \left(\sin(\omega t) - \frac{h_{vol} (\rho_S C p_S (\varepsilon - 1) \omega \cos(\omega t) + h_{vol} \sin(\omega t))}{h_{vol}^2 + (\rho_S C p_S (\varepsilon - 1) \omega)^2} \right) \quad (7)$$

Cette expression de T_{aval} s'écrit donc comme un terme constant (calculé séparément en ne tenant compte que des termes moyen de chaque température) auquel on ajoute deux termes : l'un en phase et atténué (facteur d'amplitude devant le sinus), l'autre caractérisant le déphasage (terme en cosinus) par rapport au signal en amont. Connaissant la forme analytique de chaque signal de température, nous pouvons à présent combiner l'ensemble des expressions afin d'obtenir l'expression du coefficient d'échange :

$$h_{vol} = \frac{(\rho_S C p_S (1 - \varepsilon) \omega) \left(T_{aval2} - \frac{Q_{p2}}{\dot{m} C p_f} \right)}{\left(T_{aval3} - \frac{Q_{p3}}{\dot{m} C p_f} \right) - T_{amont3}} \quad (8)$$

Cette expression tient compte des conditions aux limites de l'échantillon en introduisant les mesures de flux pariétal, ce qui n'avait pas été fait dans les précédents travaux cités. L'utilisation de cette condition à la limite a pour conséquence une augmentation de 30% du coefficient par rapport au cas adiabatique.

4. Résultats

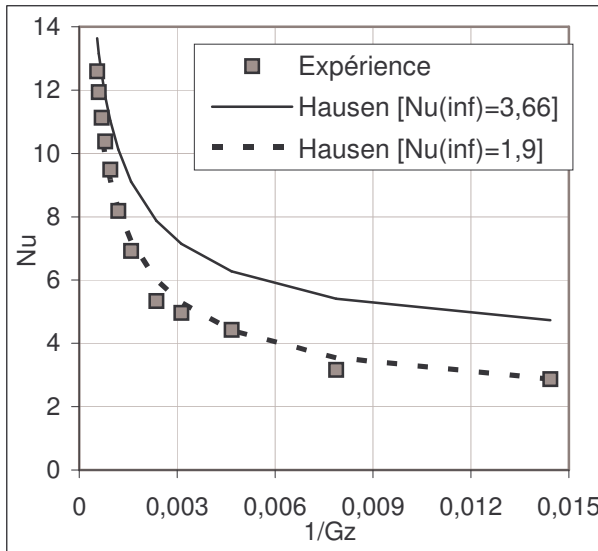


Figure 2: Echange pariétal dans le canal vide

Nous avons mesuré les coefficients d'échange du canal vide et comparé nos résultats à la corrélation de Hausen [13] pour un canal de section carré.

$$Nu(x) = Nu(\text{inf}) + \frac{\left(0,0688 \frac{x}{L} \text{Re Pr} \right)}{1 + 0,04 \left(\frac{x}{L} \text{Re Pr} \right)^{2/3}} \quad (9)$$

Cette corrélation est tracée en fonction du Graetz. Elle exprime l'échange local comme la somme d'un échange pleinement développé et d'une correction dépendant du rapport entre la distance (x) à l'entrée du canal et la longueur de celui-ci (L). Dans notre cas, la partie constante $Nu(\text{inf})$ vaut 1,9 et non 3,66 car nous ne chauffons que par deux paroi et non par les quatre faces du canal.

La première présentation des résultats de coefficient d'échange convectif volumique (Figure 3a)) est faite en fonction du Reynolds dans le canal. Il est calculé à partir de la conductivité thermique de l'air (vision locale des échanges) et du diamètre hydraulique spécifique calculé pour chaque mousse en fonction de la surface spécifique ($S_{Spé}$), de la porosité (ε), de la section (S_{canal}) et de la largeur (a) du canal :

$$D_h = \frac{4S}{P} = \frac{4\varepsilon S_{canal}}{4a\varepsilon + S_{Spé} S_{canal}} \quad (10)$$

On observe un comportement similaire pour l'ensemble des échantillons. Une loi de puissance, proposé par Lu [5] pourrait permettre d'unifier l'ensemble des résultats :

$$h_{sf} = C \frac{\lambda_f}{D_b} \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_b^n \quad (11)$$

Deux groupes de points sont observables. Le premier regroupe l'ensemble des résultats obtenus à partir des mousses de Nickel Chrome, alors que le deuxième est composé des mousses d'Aluminium et de Cuivre dont les caractéristiques morphologiques sont semblables à l'échantillon NC 1723 du premier groupe. Comme cet écart ne peut pas être dû à la différence de conductivité des matériaux, elle ne peut donc venir que d'un facteur de forme caractérisant celle du brin autour duquel s'écoule le liquide. Ce paramètre peut être introduit dans la formulation de Lu [5]. Pour cela, il faut travailler avec le coefficient d'échange local (Figure 3 b)), c'est-à-dire diviser le coefficient d'échange volumique par la surface spécifique.

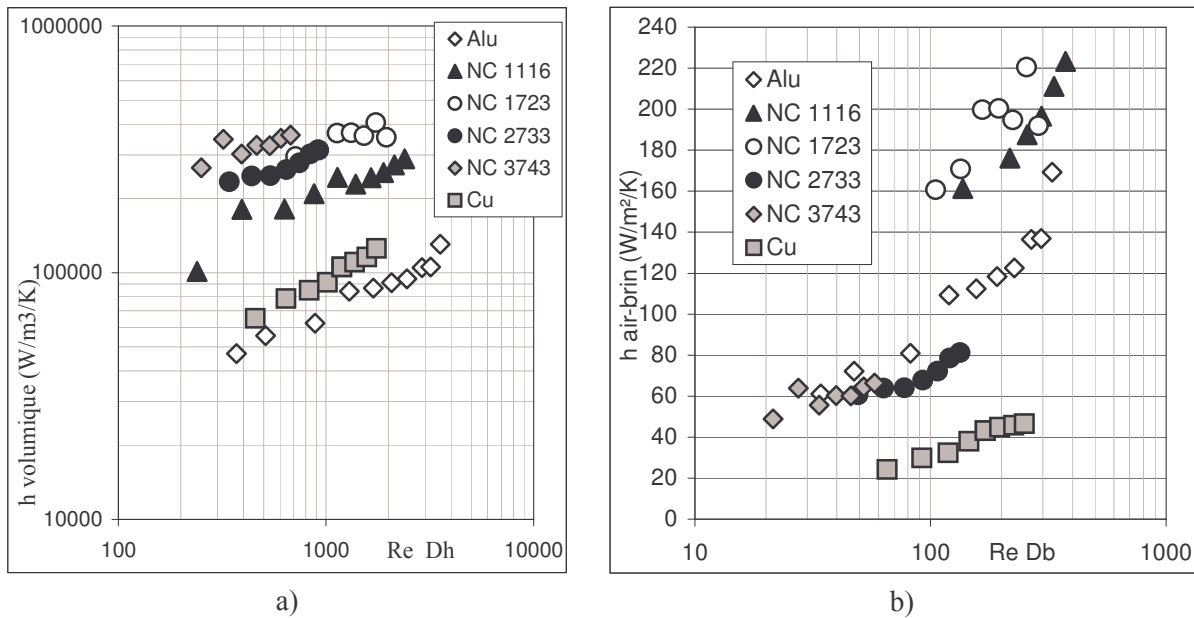


Figure 3 :a) Coefficient d'échange volumique en fonction du Reynolds D_h

b) Coefficient d'échange convectif local en fonction du Reynolds D_b

Pour chaque échantillon, nous disposons donc d'un couple de donnée C et n. Une analyse de ces deux paramètres en fonction des propriétés morphologiques de chaque échantillon permet d'avoir une corrélation.

La figure 4 montre la relation qui existe entre le paramètre n et une fonction de la porosité. Une première corrélation linéaire a pour ordonnée à l'origine, la valeur de l'exposant utilisée dans le cas d'un canal en régime laminaire (2/3). En revanche, nous n'avons pas trouvé pour le moment de relation liant une propriété morphologique à la variation de C.

5. Conclusion

Ces travaux nous ont permis de satisfaire plusieurs objectifs que nous nous étions fixés :

- Réaliser des mesures systématiques
- Identifier l'ensemble des paramètres entrant en jeu
- Développer un modèle analytique permettant de déterminer le coefficient d'échange local dans la mousse

- Etablir un premier lien entre les résultats et la morphologie

L'utilisation du modèle défini ici permet d'obtenir la valeur du coefficient d'échange convectif volumique simplement à partir de deux signaux de température et d'une mesure de flux. L'influence des conditions opératoires (pulsation...) est en cours d'étude

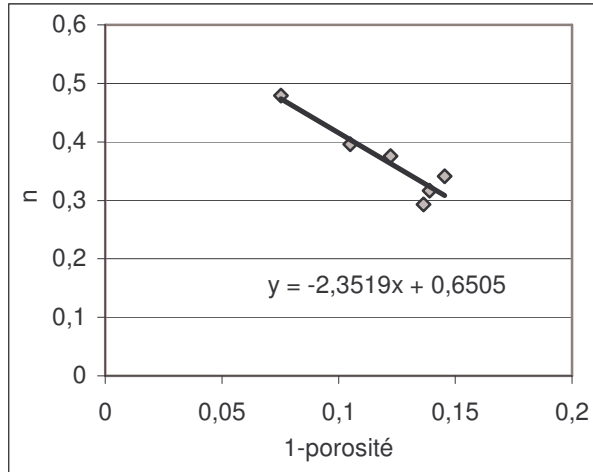


Figure 4 : Exposant n de la corrélation

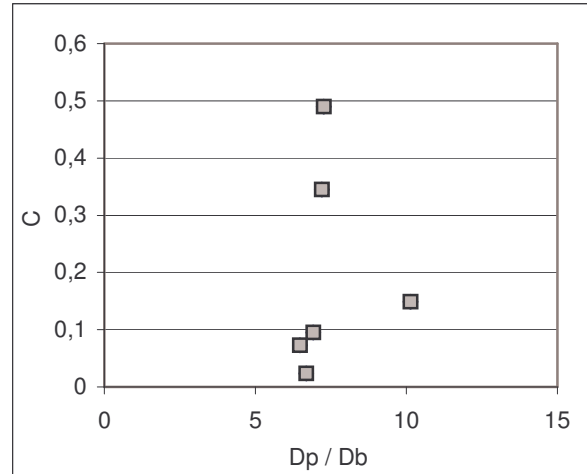


Figure 5 : Coefficient d'amplification C

Références

- [1] Azzi, W., W.L. Roberts, and A. Rabiei, *A study on pressure drop and heat transfer in open cell metal foams for jet engine applications*. Materials & Design, 2007. **28**(2): p. 569-574.
- [2] Dukhan, N., et al., *One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005. **48**(25-26): p. 5112-5120.
- [3] Hetsroni, G., M. Gurevich, and R. Rozenblit, *Metal foam heat sink for transmission window*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005. **48**(18): p. 3793-3803.
- [4] Kim, S.Y., B.H. Kang, and J.-H. Kim, *Forced convection from aluminum foam materials in an asymmetrically heated channel*. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 2001. **44**(7): p. 1451-1454.
- [5] Lu, T.J., H.A. Stone, and M.F. Ashby, *Heat transfer in open-cell metal foams*. Acta Materialia, 1998. **46**(10): p. 3619-3635.
- [6] Lu, W., C.Y. Zhao, and S.A. Tassou, *Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes*. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 2006. **49**(15-16): p. 2751-2761.
- [7] Madani, B., et al. *Mesure du coefficient de transfert de chaleur local paroi-fluide dans un canal à mousse métallique en écoulement liquide et en ébullition*. in Congrès de la Société Française de Thermique. 2005. Reims: SFT.
- [8] Noh, J.-S., K.B. Lee, and C.G. Lee, *Pressure loss and forced convective heat transfer in an annulus filled with aluminum foam*. Int. Com. in Heat and Mass Transfer, 2006. **33**(4): p. 434-444.
- [9] Tadríst, L., et al., *About the use of fibrous materials in compact heat exchangers*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004. **28**(2-3): p. 193-199.
- [10] Hunt, M.L. and C.L. Tien, *Effects of thermal dispersion on forced convection in fibrous media*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1988. **31**(2): p. 301-309.
- [11] Younis, L.B. and R. Viskanta, *Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1993. **36**(6): p. 1425-1434.
- [12] Vicente, J., F. Topin, and L. Tadríst. *Structural Properties Measurement: A morphological analysis tool for transport properties determination*; in *Metfoam Conference*. 2005. Kyoto.
- [13] Holman, J.P., *Heat Transfer*. 7e ed. 1963: McGraw-Hill Inc.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier les PR Specimousse (Programme Energie) et Catamousse (Programme Matériau), ainsi que la société Recemat.