



**HAL**  
open science

# Etude numérique de l'intensification de transfert de chaleur par “ morphing ” dynamique de la paroi d'un échangeur thermique millimétrique

Prashant Kumar, Kevin Schmidmayer, Frédéric Topin, Marc Miscevic

## ► To cite this version:

Prashant Kumar, Kevin Schmidmayer, Frédéric Topin, Marc Miscevic. Etude numérique de l'intensification de transfert de chaleur par “ morphing ” dynamique de la paroi d'un échangeur thermique millimétrique. SFT-2016– Congrès Français de Thermique, May 2016, Toulouse, France. hal-03648921

**HAL Id: hal-03648921**

**<https://hal.science/hal-03648921>**

Submitted on 22 Apr 2022

**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.

# Etude numérique de l'intensification de transfert de chaleur par « morphing » dynamique de la paroi d'un échangeur thermique millimétrique

Prashant KUMAR<sup>1\*</sup>, Kevin SCHMIDMAYER<sup>1</sup>, Frédéric TOPIN<sup>1</sup>, Marc MISCEVIC<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire IUSTI, CNRS UMR 7343, Aix-Marseille Université  
5, Rue Enrico Fermi, 13453 Marseille Cedex 13, France

<sup>2</sup>Laboratoire LAPLACE, CNRS UMR 5213, Université Paul Sabatier  
118, Route de Narbonne 31062 Toulouse cedex 9, France

\* (auteur correspondant : prashant.kumar@etu.univ-amu.fr)

**Résumé** - Dans de nombreuses applications énergétiques, l'optimisation des systèmes passe par l'amélioration des écoulements et des transferts de chaleur. Beaucoup de systèmes complexes exigent simultanément la compacité, l'efficacité et le contrôle des transferts de chaleur. Dans cette perspective, un nouveau concept d'échangeur thermique à échelle millimétrique est proposé pour des applications au refroidissement de l'électronique embarquée, dans lesquelles la qualité des échanges fluide-parois est très critique. Dans le système proposé, la paroi supérieure du canal est déformée dynamiquement, permettant d'obtenir une onde progressive de déformation sinusoïdale de cette surface. La paroi inférieure est quant à elle exposée à un flux thermique constant simulant l'empreinte d'un composant électronique. Le résultat attendu est alors une intensification des transferts simultanément à un pompage du fluide caloporteur.

Une étude numérique systématique sur les différents paramètres de déformation a permis d'obtenir les caractéristiques de pompage et de transfert thermique du système. Les simulations numériques 3-D ont été effectuées en utilisant un logiciel commercial basé sur les volumes finis en régime instationnaire. Les conditions optimales de fonctionnement pour l'application au contrôle thermique de composants électroniques sont alors déterminées. Il a été observé que la déformation dynamique de la paroi induit un effet de pompage significatif. L'intensification des transferts est très importante même pour des formes d'onde très dégradées, bien que l'efficacité du pompage soit réduite dans ce cas.

## Nomenclature

$A$	amplitude, $mm$	$\langle h \rangle$	coefficient de transfert de chaleur, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$L$	longueur d'empreinte, $mm$	$V$	volume du canal, $m^3$
$f$	fréquence, $Hz$	$T_w$	température de paroi, $K$
$Nu$	nombre de Nusselt, -	$T_{fm}$	température moyenne de fluide, $K$
$q$	flux de chaleur, $W.m^{-2}$	$\Delta P_s$	différence ou gain de pression sortie - entrée, $Pa$
$S$	surface d'échange, $m^2$	$C_p$	capacité thermique volumique, $kJ.m^{-3}.K^{-1}$
$Re$	nombre de Reynolds, -	<i>Symboles grecs</i>	
$W$	largeur du canal, $mm$	$\delta$	distance entre deux parois, $mm$
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	$\Gamma$	puissance, $W$

## 1. Introduction

Les exigences croissantes dans de nombreux domaines de l'industrie concernant les systèmes thermiques, et plus particulièrement dans les dispositifs nécessitant d'être miniaturisés comme c'est le cas par exemple pour le refroidissement de puce d'électroniques embarquées, ont contribué au développement de technologies nouvelles et efficaces impliquant des canaux de faible diamètre. Si ces systèmes permettent d'améliorer la compacité et les surfaces spécifiques d'échange, un inconvénient majeur est la difficulté de perturber les couches limites pour augmenter les coefficients de transfert, l'écoulement étant

en général fortement laminaire du fait des faibles dimensions caractéristiques. En outre, ces dispositifs conduisent généralement à des valeurs de pertes de pression très importantes. En effet, pour assurer un débit suffisant dans le système et ainsi limiter l'élévation de température du fluide caloporteur, des vitesses élevées du fluide doivent être atteintes, conduisant à des pertes de charge importantes et par conséquent à des puissances mécaniques élevées. Il est également à noter que la distribution de l'écoulement dans les différents canaux constituant l'échangeur thermique peut être difficile à contrôler, pouvant ainsi générer des pertes de charge supplémentaires. Une façon possible de perturber simultanément les couches limites et d'intégrer la fonction de pompage à l'intérieur de l'échangeur thermique est de générer une déformation dynamique d'une des parois du canal. A l'instar d'une pompe péristaltique, le fluide est ainsi mis en écoulement, mais avec l'avantage ici que l'intégration de cette fonction de pompage au sein même de l'échangeur permet *a priori* de générer simultanément des perturbations des couches limites et donc une intensification des transferts.

Très peu d'études sur les effets de déformations dynamiques sur les écoulements et les transferts de chaleur à l'intérieur de canaux sont disponibles dans la littérature. Nakamura et al. [1] ont étudié numériquement l'influence de l'oscillation de la paroi sur les caractéristiques de transfert de chaleur dans un canal à deux dimensions. Khaled et Vafai [2] ont étudié les écoulements et les transferts de chaleur à l'intérieur de films minces incompressibles oscillants. Kumar et al. [3] ont étudié les transferts de chaleur à l'intérieur de tubes circulaires de taille millimétrique avec des parois ondulées sinusoïdales statiques et mobiles. Des analyses numériques ont été effectuées pour étudier l'effet des longueurs d'ondes spatiales ( $\lambda = 1/2, 2/3, 1, 2$  mm), du nombre de Reynolds (1-120) et de l'amplitude (1-20% du diamètre du tube) sur les transferts de chaleur et les pertes de charge. Le coefficient de transfert de chaleur pour les parois ondulées mobiles, en considérant des ondes stationnaires, présente une valeur plus élevée (jusqu'à 35-70%) pour toutes les fréquences considérées par rapport au cas où la paroi est statique. Une forte diminution de la perte de charge (par un facteur de 1,2 à 5) est également observée à fortes amplitudes. Toutefois, aucune tendance générale pour les évolutions des valeurs de transfert de chaleur et des pertes de charge en termes de paramètres de fonctionnement n'a été trouvée. Léal et al. [4] ont montré que la déformation dynamique de la paroi d'un canal plan par une onde progressive est une technique efficace d'augmentation des transferts de chaleur en créant simultanément une fonction de pompage dans le dispositif.

Selon ces études, la déformation dynamique d'une paroi améliore donc efficacement le transfert de chaleur. En outre, si l'amplitude de la déformation est suffisamment élevée, un pompage péristaltique conséquent peut être obtenu. Il apparaît donc possible de réaliser un dispositif multifonctionnel en utilisant un tel système déformable pour améliorer à la fois l'intégration et la performance thermique.

## 2. Prototype virtuel

Afin d'étudier les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur dans un échangeur thermique à petite échelle, un prototype virtuel est développé en forme de canal ondulé dynamiquement, initialement basé sur le canal plat tel que présenté dans la figure 1-gauche (cf. détails dans la section 3).

Dans la configuration étudiée, la paroi inférieure est fixe et soumise à un flux thermique constant et uniforme sur une longueur donnée, en regard de la zone actionnée sur la paroi supérieure. Cette dernière (déformée dynamiquement) est considérée adiabatique. La distance entre les deux parois ( $\delta$ ) est de 1 mm, alors que la longueur de la zone chauffée ( $L$ ) et la largeur ( $W$ ) du canal sont de 50 mm et 50 mm respectivement. Les longueurs des zones

d'entrée et de sortie du canal (statiques) sont suffisamment longues (50 mm) de manière à minimiser leurs effets, et à assurer un écoulement hydrodynamiquement établi en entrée de la zone chauffée. Le mouvement sinusoïdal de la paroi supérieure (membrane) est progressivement réduit dans la direction transverse à l'écoulement afin de simuler le fait que la membrane est fixe le long des parois latérales du canal. En outre, une condition de non-glissement est imposée sur les parois.

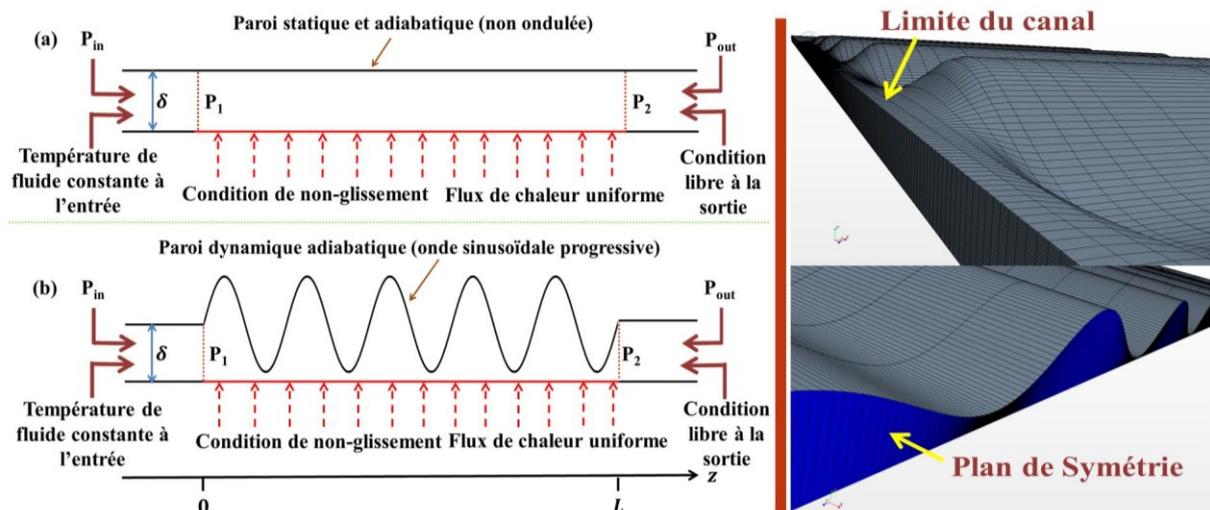


Figure 1 : Gauche : 2-D schéma du (a) canal plat où la paroi supérieure est droite et statique, et (b) canal ondulée où la paroi supérieure est déformée dynamiquement. La paroi inférieure (sous la zone actionnée) est chauffée uniformément. Les parois supérieures sont considérées adiabatiques. Une différence de pression ( $\Delta P_s = P_{out} - P_{in}$ ) est imposée entre les sections d'entrée et de sortie du canal. Droite : Des vues différentes de maillage du canal.

L'influence de l'amplitude ( $A$ ) et la différence positive de pression ( $\Delta P_s > 0$ ) à la sortie-entrée de l'échangeur thermique pour une fréquence donnée ( $f$ ) et une longueur d'onde ( $\lambda$ ) sur les propriétés thermo-hydrauliques est étudiée. Les simulations numériques sont effectuées en 3-D avec le logiciel commercial StarCCM+, en considérant un écoulement laminaire d'eau supposé incompressible et dont les propriétés physiques sont supposées constantes (à 27°C). La puissance ( $\Gamma$ ) imposée sur l'empreinte est de 125W. Les études paramétriques sont effectuées pour les cas où l'amplitude varie de 60 à 98% de la hauteur initiale du canal,  $\delta$  avec une fréquence de 50Hz.

### 3. Simulations numériques 3-D

Les écoulements et les transferts de chaleur instationnaires en régime laminaire sont résolus en couplant les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie en 3-D. La géométrie est symétrique par rapport au plan vertical passant par l'axe du canal. Le nombre de cellules du maillage peut donc être réduit afin d'optimiser les temps de calcul en divisant la configuration simulée de moitié par rapport à sa taille réelle. La puissance imposée à cette moitié de canal ( $W=25\text{mm}$ ) est donc de 62.5W. L'écoulement du fluide est considéré dans la direction  $z$ , tandis que la largeur et la hauteur du canal sont considérées dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement. Des vues de maillages sont présentées en figure 1 (droite).

#### 3.1. Management de la paroi ondulée dynamique

Nous avons utilisé trois fonctions pour simuler le déplacement de la paroi mobile. La première décrit simplement l'onde progressive sinusoïdale alors que les deux autres amortissent le mouvement dans le voisinage de la paroi latérale et le long de l'axe d'écoulement principal pour générer les zones d'entrée et de sortie.

Le déplacement de la paroi supérieure est défini par:

$$y(z, t) = \delta + A_o \cdot (Y_1 \cdot Y_2) \cdot \sin\{2\pi(ft + \omega z)\} \quad (1)$$

où,  $Y_1$  et  $Y_2$  sont deux fonctions de seuil qui prennent en compte les effets de la membrane dans les directions  $x$  et  $y$  respectivement.

Les deux fonctions de seuil sont définies :

- Pour l'amortissement latéral :

$$\text{si } x > 0.0015m : Y_1 = 1 \quad (2a)$$

$$\text{sinon} : Y_1 = \left(\frac{x}{0.0015}\right)^3 \quad (2b)$$

- De même, pour la longitudinale:

$$\text{si } z > 0.05m \text{ et } \text{si } z < 0.10m : Y_2 = 1 \quad (3a)$$

$$\text{si } z > 0.10m \text{ et } \text{sinon} : Y_2 = \left(1 - \frac{z - 0.10}{0.05}\right)^4 \quad (3b)$$

$$\text{sinon et } \text{si } z < 0.05m : Y_2 = \left(\frac{z}{0.05}\right)^4 \quad (3c)$$

### 3.2. Paramètres thermiques

Le nombre de Reynolds et le diamètre hydraulique sont définis par :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}; D_h = \frac{1}{\lambda} \int_0^\lambda \frac{4S}{P} d\lambda \quad (4)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique de fluide,  $V$  est la vitesse moyenne de fluide,  $D_h$  est le diamètre hydraulique,  $\mu$  est la viscosité dynamique du fluide,  $S$  est la section de passage du fluide et  $P$  est le périmètre de la section de passage.

Le coefficient de transfert de chaleur local est calculé à partir des moyennes temporelles de la température du fluide et de la paroi sur une période ( $\tau = 1/f$ ):

$$\bar{T}_{w,\lambda}(z) = \frac{1}{\tau \cdot W \cdot \Delta z} \int_t^{t+\tau} \int_z^{z+\Delta z} \int_{x=0}^{x=W} T_w(x, z, t) dx dz dt \quad (5)$$

$$\bar{T}_{mf,\lambda}(z) = \frac{1}{\tau \cdot \delta \cdot W \cdot \Delta z} \int_t^{t+\tau} \int_z^{z+\Delta z} \int_{y=0}^{y=\delta} \int_{x=0}^{x=W} T_{mf}(x, y, z, t) dx dy dz dt \quad (6)$$

Le coefficient de transfert de chaleur local et le nombre de Nusselt sont alors définis par :

$$h_\lambda(z) = \frac{q(z)}{S(z) \times (\bar{T}_{w,\lambda}(z) - \bar{T}_{mf,\lambda}(z))}; Nu_\lambda(z) = \frac{h_\lambda(z) \cdot D_h}{k_f} \quad (7)$$

Où  $k_f$  est la conductivité thermique de fluide.

Le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyens sur l'ensemble du canal peuvent alors être calculés à partir des valeurs locales  $h_\lambda(z)$  et  $Nu_\lambda(z)$ :

$$\langle h \rangle = \frac{1}{z} \int h_\lambda(z) dz; \langle Nu \rangle = \frac{1}{z} \int Nu_\lambda(z) dz \quad (8)$$

### 3.3. Critère de convergence du maillage

La forme de l'ondulation et l'écoulement sont tout d'abord initialisés. Ensuite, les calculs sont effectués jusqu'à ce qu'un régime périodique permanent soit atteint. Ce dernier point est vérifié en comparant les caractéristiques globales de transfert de chaleur et d'écoulement: les calculs sont effectués jusqu'à ce que les valeurs du coefficient de transfert de chaleur entre deux périodes consécutives diffèrent de moins de 1%.

Amplitude	Nombre de cellules	Débit massique, $\dot{m}$ (kg/s)	Différence en $\dot{m}$	Coefficient de transfert de chaleur, $\langle h \rangle$ ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ )	Différence en $\langle h \rangle$
60%	43560	1.11E-02	22.38%	4409	1.36%
	159766	1.47E-02	2.80%	4382	0.74%
	<b>281072</b>	<b>1.43E-02</b>	<b>0%</b>	<b>4350</b>	<b>0%</b>
80%	43560	1.63E-02	20.1%	5985	2.33%
	159766	2.10E-02	2.94%	6190	1.01%
	<b>281072</b>	<b>2.04E-02</b>	<b>0%</b>	<b>6128</b>	<b>0%</b>
95%	43560	-	-	-	-
	159766	2.66E-02	3.91%	10300	9.75%
	<b>281072</b>	<b>2.56E-02</b>	<b>0%</b>	<b>11413</b>	<b>0%</b>

Tableau 1 : Présentation des propriétés globales d'écoulement et de transfert de chaleur pour différents nombres de cellules et pour un pas de temps par période de  $\tau/50$ . La couleur grise représente le nombre de cellules choisi pour effectuer les études systématiques.

Une période supplémentaire est alors ajoutée pour extraire toutes les valeurs instantanées et moyennées des différentes grandeurs physiques. Le coefficient de chaleur moyen est simplement relié à l'écart de température fluide-paroi du fluide et au flux de chaleur par :

$$\Gamma = hS(T_w - T_{fm}) = hS\Delta T_m \quad (9)$$

Le pas de temps choisi est suffisamment petit pour permettre une description précise du mouvement de la paroi dynamique et de toutes les quantités thermo-hydrauliques. Dans ce travail, on a utilisé la valeur de 50 pas de temps par période pour la fréquence imposée. On peut voir dans le tableau 1 que la réduction de la taille des mailles n'impacte pas fortement les propriétés globales pour les différentes amplitudes. Une augmentation de cette taille des mailles par contre conduit à des variations importantes des grandeurs calculées. Basé sur ces observations et la différence en % dans les propriétés globales, et afin de conserver une marge de sécurité sur la précision des résultats, nous avons choisi la taille du maillage qui correspond à 281072 cellules pour effectuer les études systématiques.

## 4. Résultats thermo-hydrauliques : Etude paramétrique

Le plus souvent, l'utilisation de canaux ondulés classiques (échangeurs thermiques) nécessite l'utilisation d'une pompe externe pour faire circuler le fluide dans la direction entrée-sortie du canal en raison  $\Delta P_s = (P_{out} - P_{in}) < 0$ . Dans la présente étude, l'objectif est de surmonter de telles charges de pression et d'obstruction à l'écoulement en utilisant le canal ondulé dynamique pour compenser les pertes de pression par frottement au sein même de l'échangeur, ainsi que les pertes de charge éventuelles du reste dues au reste du circuit hydraulique. Ainsi, dans la configuration étudiée, le fluide circule dans l'échangeur de la basse pression en entrée, vers la haute pression en sortie. Ainsi l'échangeur avec paroi

dynamique engendre en apparence, non pas des pertes de charges comme on pourrait avoir avec des échangeurs traditionnels, mais bien des gains de charges,  $\Delta P_s > 0$  (figure 2).

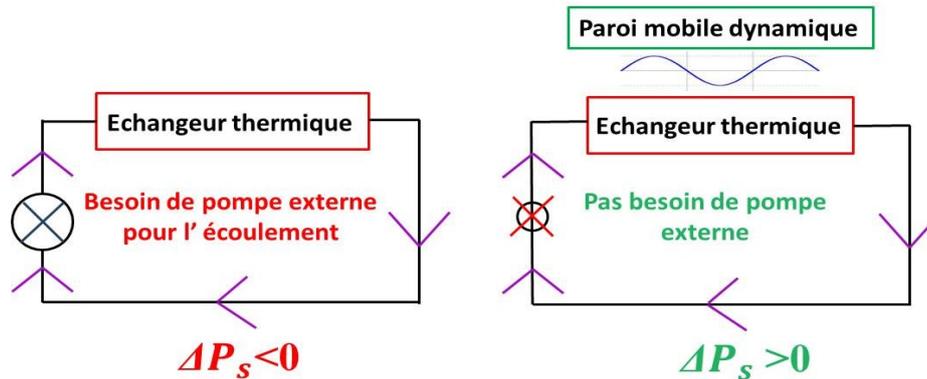


Figure 2 : Schéma d'un échangeur thermique avec une pompe externe (à gauche) et sans pompe externe (à droite) par l'installation de paroi dynamique intégrée dans l'échangeur thermique.

Les caractéristiques thermo-hydrauliques en termes de débit massique et de coefficient de transfert de chaleur sont présentées dans les sections suivantes en fonction de la différence de pressions imposée entre l'entrée et la sortie du canal.

#### 4.1. Analyse locale

Le résultat local de la température pendant une période est présenté (cf. figure 3) pour situer le jet local et la zone de constriction.

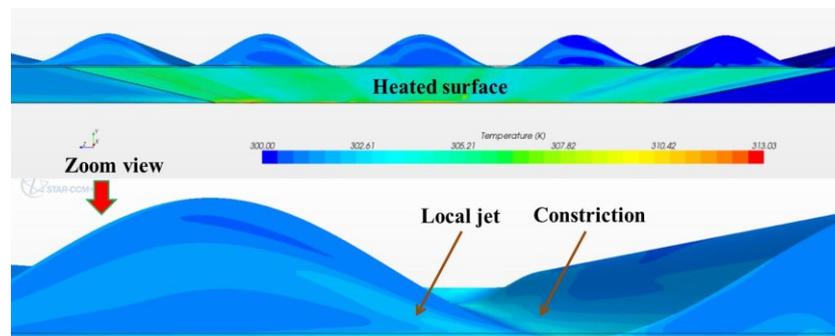


Figure 3 : Evolution de la température dans le canal à paroi dynamique avec amplitude de 98% pour un temps  $t$  donné.

##### 4.1.1. Débit massique

Comme attendu, le débit massique dépend de l'amplitude de déformation imposée à la paroi mobile. L'augmentation de l'amplitude conduit ainsi à un accroissement proportionnel du débit (cf. figure 4a). En revanche, le débit massique diminue avec l'augmentation de la différence de pression à une amplitude donnée (cf. figure 4b). Là encore, ce comportement est attendu. En effet la différence de pression sortie – entrée est ici positive, correspondant au gain de charge que doit assurer l'actionnement de la membrane. Une augmentation de ce gain de charge conduit alors à une diminution du débit comme dans une pompe « classique ». Il est cependant à noter que la variation de débit reste relativement modeste (environ 25%) lorsque la variation de pression varie de plusieurs ordres de grandeur. Le système se comporte donc d'un point de vue hydraulique, comme une pompe quasi-volumétrique.

##### 4.1.2. Coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur dépend également de l'amplitude appliquée. Une amplitude élevée conduit à une importante intensification des transferts par rapport aux cas

sans déformation (canal plan) (figure 5a). D'autre part, à amplitude élevée, le coefficient d'échange ne varie pas, ni en fonction de la différence de pression, ni en fonction du débit massique qui est présenté en fonction de nombre de Reynolds (figure 5b). Ce comportement s'explique par les deux considérations suivantes :

- L'ondulation dynamique de la paroi supérieure de l'échangeur provoque une intensification du mélange et donc une réduction des longueurs d'établissement. L'écoulement étant laminaire et très rapidement établi, l'échange thermique devient quasiment indépendant du débit.
- L'essentiel des transferts de chaleur s'effectue là où les résistances thermiques sont les plus faibles, c'est à dire au niveau des constriction les plus fortes (lieux où la section de passage est la plus faible). La valeur du coefficient de transfert n'est ainsi plus pilotée par la dimension moyenne du canal, mais par la dimension la plus faible, conduisant à des valeurs importantes de ce coefficient d'échange.

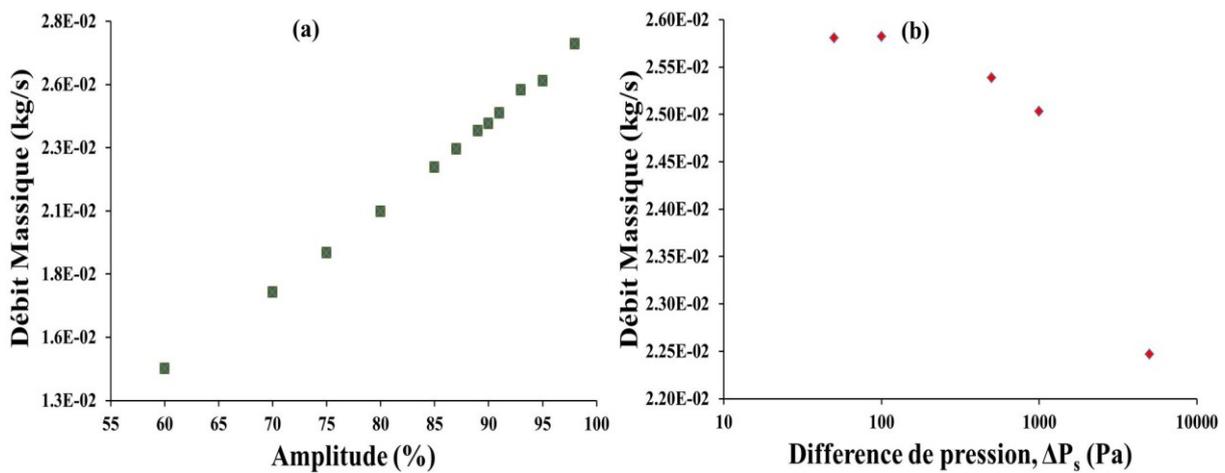


Figure 4 : (a) Débit massique en fonction de l'amplitude et un  $\Delta P_s$  de 50 Pa, (b) Variation en débit massique avec la différence de pression positive imposée à l'amplitude de 95%.

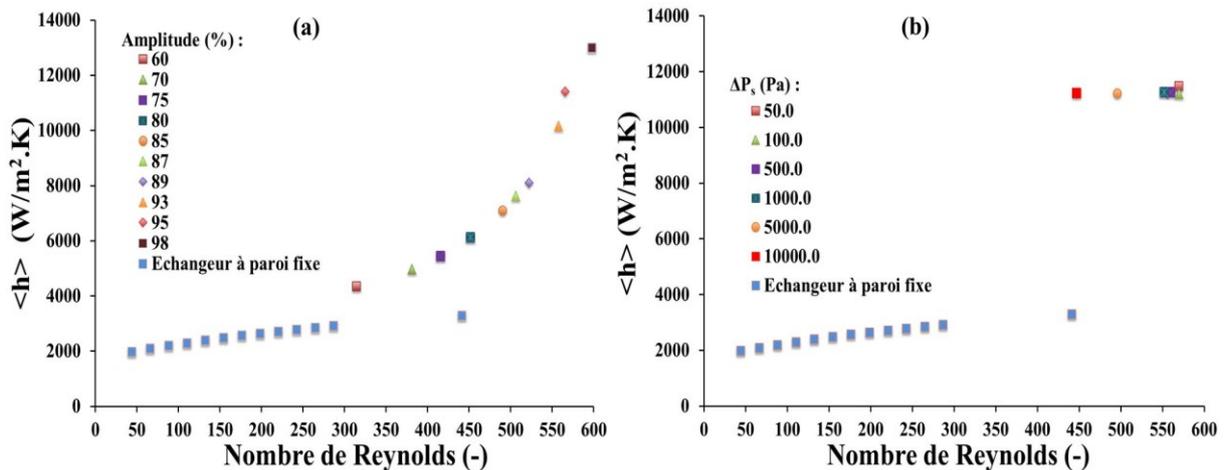


Figure 5 : (a)  $\langle h \rangle$  en fonction de nombre de Reynolds (fonction du débit) pour différentes amplitudes et un  $\Delta P_s$  de 50 Pa avec l'échangeur à paroi dynamique et l'échangeur à paroi fixe, (b)  $\langle h \rangle$  en fonction de nombre de Reynolds (fonction du débit) pour différents  $\Delta P_s$  et pour une amplitude de 95% avec l'échangeur à paroi dynamique et l'échangeur à paroi fixe.

## 4.2. Analyse globale

L'utilisation de la paroi dynamique à de fortes amplitudes permet d'imposer le coefficient de transfert de chaleur pour n'importe quelles différences de pressions (figure 6a). Il en est de

même concernant le débit massique (figure 6b). On observe notamment sur cette dernière figure que pour de fortes pressions en sortie, le fluide va dans le sens contraire à celui souhaité (débit négatif) pour de faibles amplitudes, alors qu'il reste bien contrôlé pour les fortes amplitudes. De plus on observe que le coefficient de transfert de chaleur pour les plus faibles amplitudes est plus difficile à prévoir quand les pressions à la sortie deviennent importantes, l'évolution n'étant plus monotone. Ce point est particulièrement visible pour une amplitude de 75% et un  $\Delta P_s = 10000$  Pa. Ce comportement qui pourrait apparaître à première vue comme un défaut n'en est en fait pas un. En effet le débit massique pour les mêmes conditions a une valeur proche de 0 kg/s, ce qui signifie que le fluide, dû aux fortes pressions en sortie, fait des allers et retours dans l'échangeur. Le coefficient de transfert de chaleur est par conséquent augmenté alors que le débit massique est bien entendu très faible voir négatif.

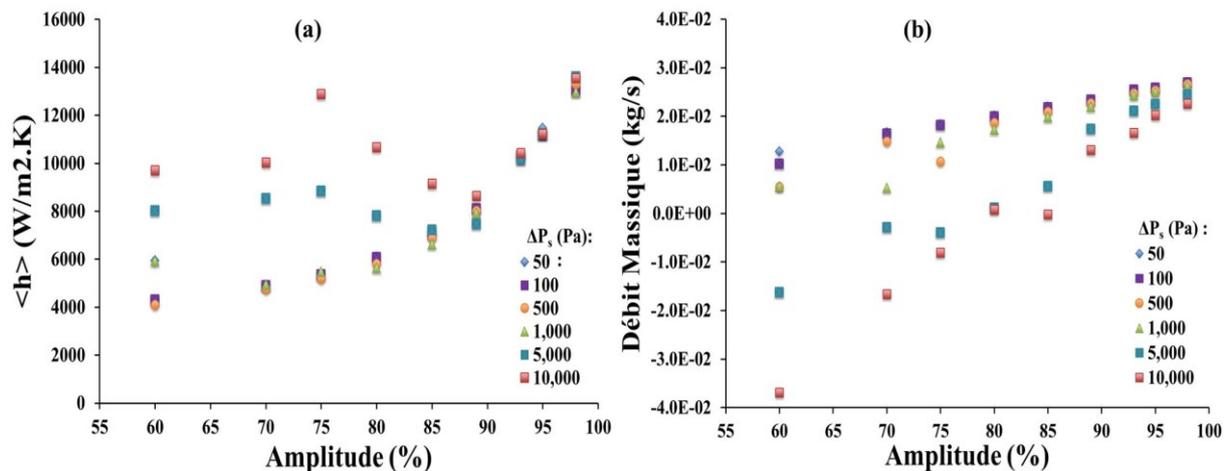


Figure 6 : (a)  $\langle h \rangle$  et (b) Débit massique en fonction de l'amplitude pour différents  $\Delta P_s > 0$ .

## 5. Conclusion

Un nouveau concept d'échangeur thermique millimétrique est proposé qui consiste à déformer dynamiquement l'une des parois. Les améliorations des transferts de chaleur et les débits massiques obtenus ont été étudiés en situation monophasique liquide. Il peut être observé que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de l'amplitude. Les résultats actuels montrent que l'exigence d'une pompe externe peut être complètement éliminée et donc, outre l'amélioration de la performance globale du système, un gain conséquent peut être obtenu en termes d'intégration.

## Références

- [1] M. Nakamura, T. Nakamura, T. Tanaka, JSME Int. J. Ser. C Mech. Syst. Mach. Elem. Manuf. 43-4 (2000), 837–844.
- [2] A.R.A. Khaled, K. Vafai, Int. J. Heat Mass Transf. 46-4 (2003), 631–641.
- [3] P. Kumar, F. Topin, M. Miscevic, P. Lavieille, L. Tadrist, Numerical heat and mass transfer in porous media, Adv. Struct. Mater. 27 (2012), 181–208.
- [4] L. Léal, F. Topin, P. Lavieille, L. Tadrist, M. Miscevic, Int. Commun. Heat Mass Transf. 49 (2013), 36–40.

## Remerciements

Les auteurs remercient le soutien financier du FUI pour le projet CANOPÉE (Contrôle Actif d'un drain à calories pour l'Electronique Embarquée).