HAL
open science

Refroidissement liquide d'un microprocesseur : expérimentation et simulation d'un échangeur à canal submillimétrique

Charles Gonzalez, Julien Fontaine, Pascal Lavieille, François Pigache, Frederic Topin, Marc Miscevic

To cite this version:

Charles Gonzalez, Julien Fontaine, Pascal Lavieille, François Pigache, Frederic Topin, et al.. Refroidissement liquide d'un microprocesseur : expérimentation et simulation d'un échangeur à canal submillimétrique. 25ieme Congrès Français de Thermique (SFT'2017), May 2017, Marseille, France. hal-01792926

HAL Id: hal-01792926

https://hal.science/hal-01792926

Submitted on 16 May 2018

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.

Refroidissement liquide d'un microprocesseur : expérimentation et simulation d'un échangeur à canal submillimétrique

Charles GONZALEZ[1], Julien FONTAINE[1], Pascal LAVIEILLE[1], François PIGACHE[1], Frédéric TOPIN[2], Marc MISCEVIC[1*]

[1]LAboratoire PLAsma et Conversion d'Energie (LAPLACE), UMR CNRS 5213 − Université Paul Sabatier (UPS) − 118, route de Narbonne − 31062 Toulouse Cedex 9.
[2]Laboratoire IUSTI, UMR CNRS − Aix-Marseille Université (AMU) − 5 rue Enrico Fermi − 13453 Marseille Cedex
([*]auteur correspondant : marc.miscevic@laplace.univ-tlse.fr)

Résumé - Un échangeur de chaleur dédié au refroidissement d'un microprocesseur a été conçu et réalisé. Cet échangeur est constitué d'une sole en contact avec le processeur et d'un capot dans lequel est usiné un méplat de 200 μm sur une de ses faces et de 1 mm sur l'autre. Ainsi, en retournant le capot, le diamètre hydraulique du canal peut être modifié. Cet échangeur a été testé expérimentalement tant d'un point de vue hydraulique que de ses performances thermiques. Parallèlement, des simulations numériques 3D ont été réalisées sous Fluent en modélisant la même géométrie que celle du prototype expérimental. Des comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux sont en bon accord. Il est en particulier mis en évidence l'influence du distributeur et du collecteur à la fois sur la distribution du liquide et sur la distribution des flux de chaleur.

Nomenclature

a	amplitude de la déformation imposée par les actionneurs, m
c_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
f	fréquence, Hz
$\overline{h}$	coefficient d'échange convectif moyen sur la surface de l'échangeur, $W.m^{-2}.K^{-1}$
l	largeur du canal, m
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$
S	surface d'échange, m^2
T	température, K
Symboles grecs	
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
λ	longueur d'onde, m
Indices	
e	entrée
s	sortie
p	paroi

1. Introduction

L'évacuation de la chaleur générée au sein d'un microprocesseur est une problématique cruciale. Elle affecte l'utilisateur selon divers points de vue : limitation des performances et de la température ambiante supportée, réduction drastique de la fiabilité et de la durée de vie, consommation énergétique de la puce. Il convient donc de développer des solutions efficaces de refroidissement, permettant de limiter la température d'un microprocesseur et de la maintenir près de sa température de fonctionnement optimale. Une solution possible consiste à effectuer un refroidissement liquide plutôt qu'un refroidissement à air. Dans ce cadre, en partenariat avec différents acteurs industriels (fabriquant de microprocesseurs, fabriquant de calculateurs embarqués, concepteur de packaging, spécialiste de fiabilité) un démonstrateur d'échangeur pré-industriel impliquant une déformation dynamique d'une de ses parois a été réalisé. Afin de comparer ses performances thermohydrauliques avec une solution plus classique, un prototype d'échangeur statique a également été réalisé. Les résultats obtenus tant expérimentalement que numériquement avec cet échangeur à parois statiques sont présentés et comparés ci-après.

2. Dispositif expérimental

2.1. Echangeur

L'échangeur est constitué de deux parties, la sole et le capot, toutes deux réalisées en cuivre nickelé. Deux rainures sont usinées dans la sole et communiquent avec les tétines d'alimentation et d'évacuation du fluide (cf. fig. 1). Un joint torique est disposé à la périphérie pour assurer l'étanchéité.

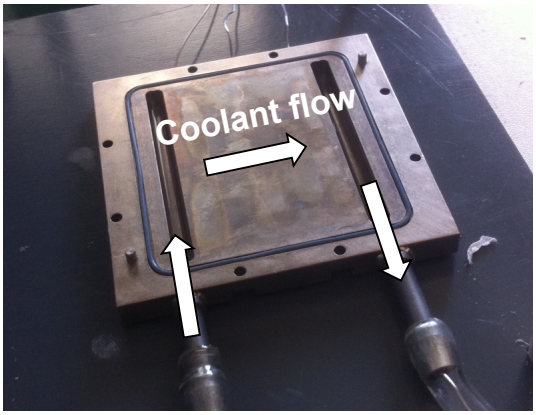

Figure 1 : *Photographie du fond de l'échangeur réalisé en cuivre nickelé. Les deux rainures constituent le distributeur et le collecteur.*

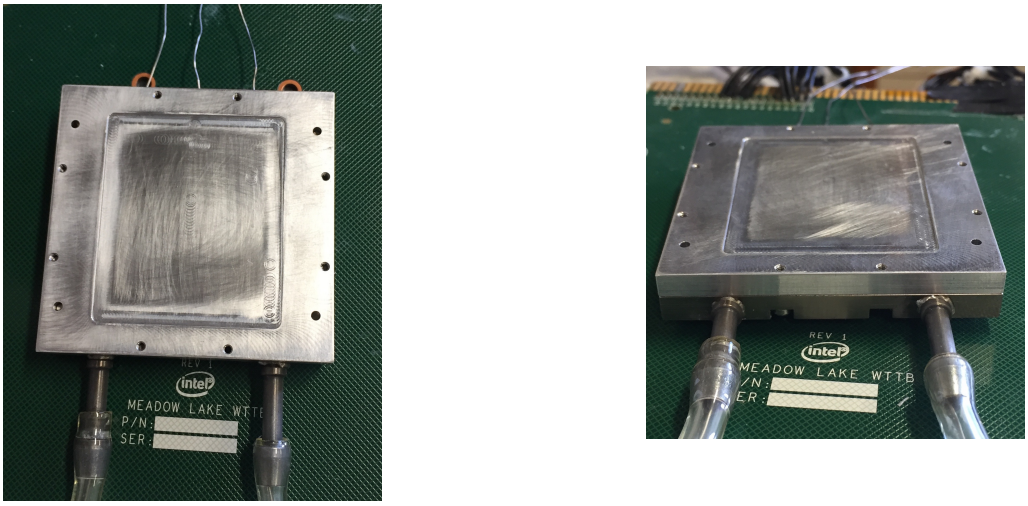

Figure 2 : *Photographies de l'échangeur assemblé : - à gauche : vue de dessus (capot) - à droite : vue de côté*

Le capot est une simple plaque parallélépipédique sur laquelle ont été usinés deux méplats : l'un de 200 μm de profondeur sur une face du capot et le second de 1 mm de profondeur sur l'autre face. Ainsi, en retournant le capot, le diamètre hydraulique du canal peut être modifié. Le canal ainsi obtenu pour la circulation du fluide après assemblage est de section rectangulaire de 50 mm de largeur, 38 mm de longueur (distance entre le distributeur et le collecteur) et soit 200 μm soit 1 mm de hauteur (fig. 2).

Afin d'être en mesure de déterminer les performances thermiques indépendamment de la résistance de contact entre l'échangeur et le microprocesseur, trois thermocouples sont insérés dans la sole, à 1 mm de la surface en contact avec le fluide. Les thermocouples sont de type K, gainés Inox, de 0,5 mm de diamètre. Les trous dans la sole ont été réalisés par électroérosion ; ils ont un diamètre de 0,6 mm et une longueur de 33 mm. Deux autre thermocouples, identiques aux précédents, sont disposés dans les tétines afin de mesurer les températures d'entrée et de sortie du fluide. La précision sur les mesures des températures, après étalonnage des thermocouples, est estimée à 0,1°C. Un capteur de pression différentielle est positionné sur les canalisations d'entrée et de sortie de l'échangeur (les piquages sont situés à 30 cm en amont et en aval des tétines, cf. fig. 3) et permet de mesurer la perte de pression avec une précision inférieure à 10 Pa.
L'échangeurs ainsi réalisé a été testé expérimentalement en le plaçant sur un simulateur de microprocesseur fourni par la société Intel. Ce simulateur est géométriquement identique à un processeur capoté du commerce.

2.2. Banc de tests

L'échangeur est connecté à un circuit hydraulique constitué de (fig. 3) :

— un échangeur tubulaire à contre courant permettant de refroidir le fluide après sa sortie du prototype ;
— un débitmètre à effet Coriolis permettant des mesures de débit massique dans la gamme xx-xx $g.s^{-1}$ avec une précision de xx $g.s^{-1}$;
— une pompe mécanique ;
— une vanne de précision permettant de moduler la perte de charge dans le circuit ;
— un réservoir (ouvert à l'atmosphère) servant de vase d'expansion.

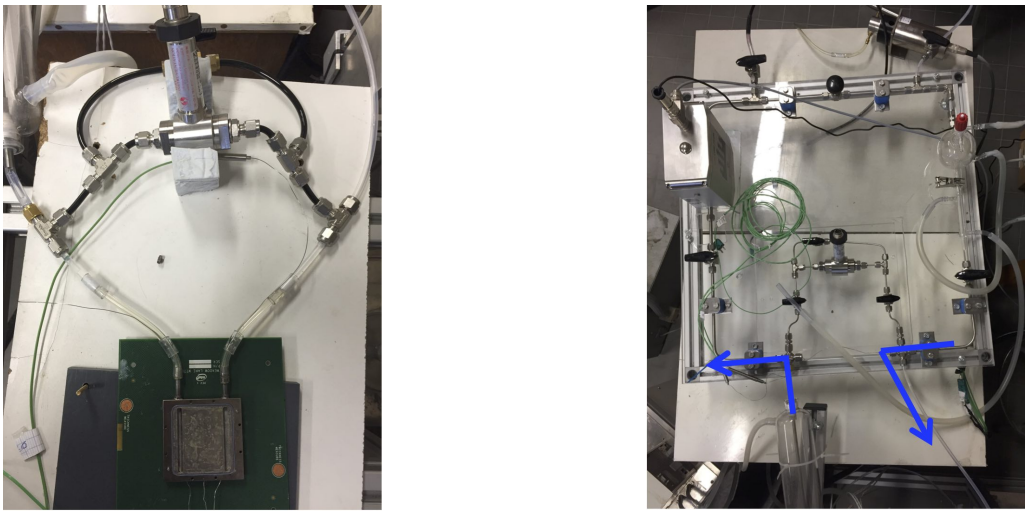

Figure 3 : *Photographies en vues de dessus du dispositif expérimental : - à gauche : le prototype sur le simulateur de microprocesseur - à droite : le circuit hydraulique*

3. Simulations numériques

Parallèlement, des simulations numériques directes de ces échangeurs ont été réalisées en utilisant le logiciel StarCCM+.

4. résultats

4.1. Caractéristiques hydrauliques

Dans un premier temps des essais ont été réalisés sans alimenter le processeur, à 20°C, afin de caractériser hydrauliquement l'échangeur prototype. Les pertes de pression obtenues en fonction du débit massique mesuré sont reportées sur la figure 4 pour les deux épaisseurs de canal considérées (200 μm et 1 mm). Les résultats sont comparés avec un modèle de perte de pression qui suppose un écoulement de Poiseuille dans les tubes d'entrée et de sortie ainsi que dans le canal :

$$\Delta p = \frac{64}{Re_{D_t}}\frac{1}{2}\rho U_t^2 + \frac{64}{Re_{Dh}}\frac{1}{2}\rho U_c^2 + \sum_i \xi_i \frac{1}{2}\rho U_c^2 \tag{1}$$

avec :

$$Re_{D_t} = \frac{\rho U_t D_t}{\mu} \qquad \text{et} \qquad Re_{D_h} = \frac{\rho U_c D_h}{\mu} \tag{2}$$

$$D_h = \frac{4e\ell}{2(e+\ell)} \approx 2e \tag{3}$$

$$\sum_i \xi_i \approx 5 \tag{4}$$

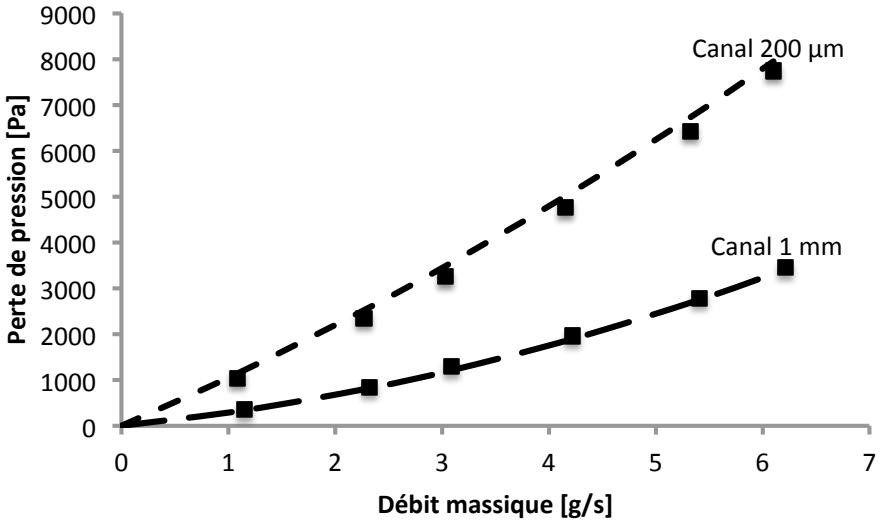

Figure 4 : *Variation de la perte de pression dans l'échangeur en fonction du débit massique imposé. Les symboles sont les résultats obtenus expérimentalement ; les traits pointillés sont les résultats du modèle analytique avec une somme des coefficients de pertes de pression singulières égale à 5.*

Les pertes de pression avec l'échangeur de 200 μm sont environ 2 à 2,5 fois supérieures à celles mesurées avec l'échangeur de 1 mm, alors que le diamètre hydraulique est 5 fois inférieur. Ce comportement s'explique en analysant la part des pertes de pression régulières dans les tuyaux et des pertes de pression singulières correspondant aux différents changements de direction de l'écoulement et aux variations des sections de passage. Ces parts relatives sont

reportées sur la figure 5. Pour l'échangeur de 1 mm les pertes de pression dans le canal à proprement parlé sont négligeables, inférieures à 2% des pertes de pression totales. Pour l'échangeur de 200 μm, ces pertes de pression dans le canal deviennent prépondérantes et représentent 60 à 70 % des pertes de pression totales.

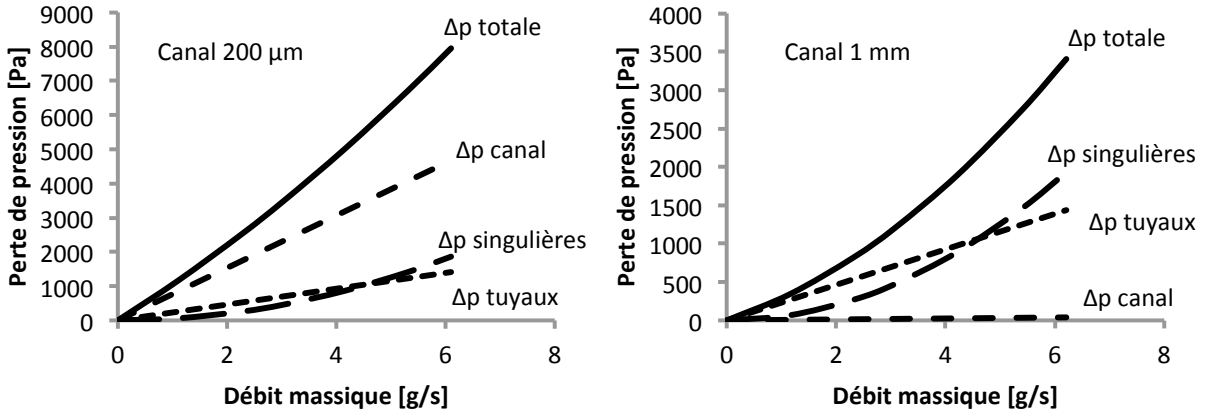

Figure 5 : *Contributions des pertes de pression régulières dans les tuyaux et dans le canal de l'échangeur, et des pertes de pression singulières.*

4.2. Performances thermiques

Afin de déterminer la performance thermique de l'échangeur, des essais spécifiques ont été réalisés. Le protocole expérimental consiste à imposer un débit d'eau grâce à la pompe, puis à alimenter le simulateur de microprocesseur avec une puissance électrique telle que la différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau soit égale à 10±0,2°C. La température d'entrée de l'eau dans l'échangeur est imposée à 20°C pour l'ensemble des essais réalisés. Les écarts entre la puissance électrique appliquée et le flux de chaleur reçu par l'eau (quantifié par le débit fois la variation d'enthalpie) varient entre 0 et 7 %, et sont en moyenne de 4%.
La température moyenne $< T_p >$ de la sole de l'échangeur est évaluée en effectuant une régression polynomiale d'ordre 3 des températures mesurées, puis en intégrant cette régression entre l'entrée et la sortie du canal (c'est à dire entre la sortie du distributeur et l'entrée du collecteur, soit une distance de 38 mm). Il est à noter que ce calcul ne représente qu'une estimation de la température moyenne, car il ne prend pas en compte la distribution des températures de surface dans la direction perpendiculaire à l'axe principal de l'écoulement. La température moyenne de l'eau $< T_f >$ est quant à elle évaluée en effectuant une moyenne arithmétique entre les températures d'entrée et de sortie. Compte-tenu des conditions opératoires mentionnées précédemment, cette température moyenne de l'eau dans l'échangeur est sensiblement constante pour l'ensemble des expériences et égale à 25°C. La conductance globale "apparente" de l'échangeur est alors définie par :

$$G = \frac{\dot{m}c(T_s - T_e)}{< T_p > - < T_f >} \tag{5}$$

Les variations de cette conductance en fonction du débit massique sont reportées sur la figure 6 pour les deux valeurs d'épaisseur de canal considérées.

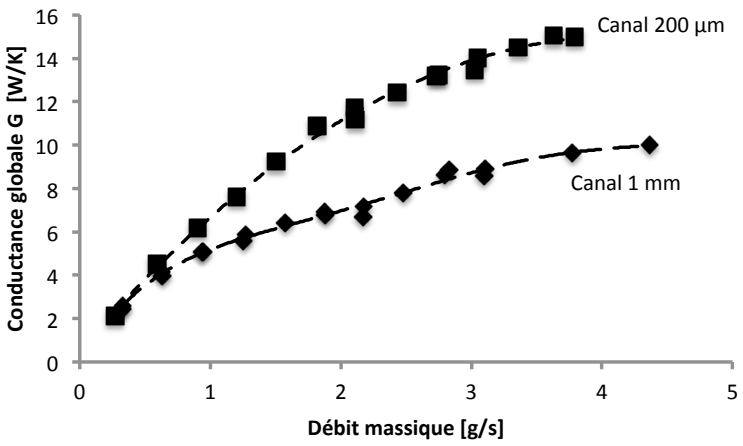

Figure 6 : *Variation de la conductance globale apparente de l'échangeur en fonction du débit massique imposé.*

5. Conclusions et perspectives