

Étude numérique du transfert thermique dans les différentes géométries des mini canaux

1st Kamel Chadi

LGEM,

Université mohamed khider
biskra, Algérie
chadikamel_dz@yahoo.fr

2nd Nourredine Belghar

LGEM,

Université mohamed khider
biskra, Algérie
n.belghar@univ-biskra.dz

3rd Aissam Messaoudi

LGEM,

Université mohamed khider
biskra, Algérie
mas3oudissam@gmail.com

4th Semecheddine Derfouf

LGM,

Université mohamed khider
biskra, Algérie
c.derfouf@univ-biskra.dz

Abstract—Dans le présent travail, on a effectué une étude numérique des échanges thermiques entre différentes géométries des mini canaux d'un refroidisseur de dimensions (21 x 21 x 3,5mm³) de trois formes différentes pour refroidir un composant électronique de dimensions (100x0,25mm³) en utilisant un nanofluide (Cu -eau) comme liquide de refroidissement. La simulation a été effectuée à l'aide du logiciel industriel, FLUENT v15.0. Nous avons obtenu des résultats pour un nombre de Reynolds (Re) entre 300 et 1500 et en considérant le régime d'écoulement comme stationnaire. L'analyse des résultats de la simulation pour les trois formes proposées des mini canaux montre que l'augmentation de la surface d'échange entre les parois des mini canaux et le fluide de refroidissement conduit à une augmentation du coefficient d'échange thermique et à l'amélioration de la température maximale de jonction du composant électronique par augmentation du nombre de Reynolds.

Keywords— *transfert thermique, refroidisseur, minicanaux, simulation numérique, nanofluide*

I. INTRODUCTION

La température est un paramètre important dans le fonctionnement des composants électroniques, son augmentation à des niveaux élevés peut réduire de façon significative la durée de vie de ces composants. Le bon fonctionnement d'un système électronique impose l'amélioration du transfert de chaleur et la méthode de refroidissement de ces composants pour empêcher toute augmentation de la température.

L'amélioration du transfert de chaleur est directement liée à plusieurs facteurs : les propriétés thermiques des matériaux utilisés [1], le nombre de Reynolds, les formes géométriques et leurs dimensions,...etc. Parmi les travaux réalisés dans ce domaine, on rencontre celui de Wang Hongtao, Zhihua Chen, Jianguo Gao [2] qui ont étudié numériquement l'effet des paramètres géométriques sur les caractéristiques du transfert de chaleur dans trois formes différentes des micro canaux (rectangulaires, trapézoïdales et triangulaire). Ils ont conclu que la forme et les paramètres géométriques du micro canal ont un impact remarquable sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur des micro canaux.

Une étude numérique [3] du transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans les différentes formes avec les différents diamètres hydrauliques des micro canaux a montré

que le coefficient de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt sont directement proportionnels au nombre de Reynolds, la même étude constate aussi que pour les micro canaux avec une forme de 2 crans, le coefficient de transfert thermique et le nombre de Nusselt sont les plus élevés.

Les résultats d'une simulation numérique [4] des caractéristiques thermiques pour une structure d'un dissipateur à mini-canaux montrent que la structure du dissipateur de chaleur à mini-canaux a un meilleur effet de refroidissement en raison de l'augmentation de la zone de refroidissement. Cette simulation montre aussi que la température maximale et la résistance thermique diminuent avec l'augmentation de la vitesse de l'écoulement.

H. Y. Wu et P. Cheng, [5] ont présenté une étude expérimentale sur le transfert thermique convectif et sur la chute de pression de l'eau déionisée dans plusieurs micro-canaux de forme trapézoïdale ayant différents paramètres géométriques. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement dépendent considérablement des différents paramètres géométriques.

J. Reza, F. Mebarek Oudinab et O.D. Makinde [6] ont étudié numériquement un flux laminaire incompressible de nano-fluide de cuivre à base de kérosène dans un canal avec des murs tendus en présence d'effets de vitesse et de glissement thermique. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur augmente en augmentant la fraction volumique solide et la fraction volumique solide augmente l'épaisseur de la couche limite thermique et diminue la contrainte de cisaillement

F. Mebarek-Oudina [7] a fait une étude numérique du transfert thermique par convection naturelle des nano-fluides (Titania) avec différentes bases (éthylène glycol, huile et eau) enfermés dans un anneau cylindrique chauffé par une source de chaleur discrète. Les résultats obtenus de cette étude montrent que le nombre de Nusselt moyen dépend du changement du fluide de base. Ils ont également conclu que l'impact du transfert de chaleur des nano fluides de TiO₂ est lié aux types de fluide de base.

Muhammad Saeed et Man-Hoe Kim [8] ont étudié numériquement et expérimentalement les caractéristiques d'amélioration du transfert de chaleur en utilisant trois différentes concentrations volumiques de nanoparticules Al₂O₃ dans l'eau et avec quatre différentes configurations des mini-

canaux d'un dissipateur. Ils ont observé que le facteur d'amélioration augmentait en respectant l'espacement des ailettes (diamètre hydraulique) d'écoulement du canal à la même valeur de concentration volumique et de débit.

Mojtaba Bezaatpour et Goharkhah [9] ont étudié l'effet des milieux poreux sur la chute de pression et le transfert de chaleur par convection du nano fluide de magnétite dans le dissipateur à canaux rectangulaire et circulaire. Ils ont trouvé que sans les milieux poreux, le transfert de chaleur est plus élevé pour le dissipateur à canaux rectangulaire que le dissipateur à canaux circulaire. Tandis que, dans le transfert de la chaleur du dissipateur à canaux circulaire supérieur à celui du canal rectangulaire en présence de milieux poreux.

L'objectif de ce présent travail est d'étudier l'échange thermique entre trois différents mini canaux du refroidisseur pour L'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des nanoparticules de cuivre (cu) et l'eau comme liquide de base.

II. PROPRIETES THERMO-PHYSIQUE DU NANOFLUIDE

Les formules de calcul des propriétés thermo physiques du nanofluide utilisé dans notre travail sont celles données par [10, 11]. Ces propriétés sont regroupées dans le tableau 1[12].

TABLE I. PROPRIETES THERMO PHYSIQUES DE L'EAU ET DES NANOPARTICULES DU CUIVRE

	ρ kgm ⁻³	C_p Jkg ⁻¹ K ⁻¹	λ Wm ⁻¹ K ⁻¹	$\beta \times 10^{-5}$ K ⁻¹	$\alpha \times 10^{-7}$ m ² .s ⁻¹
Eau pure	997,1	4179	0,613	21	1,47
Cu	8933	385	400	1,67	1163,1

III. GEOMETRIES ETUDIEES

La géométrie du mini canal du refroidisseur, choisie est représentée par la Fig. 1 où on a étudié trois formes différentes à l'aide d'un logiciel industriel fluent.

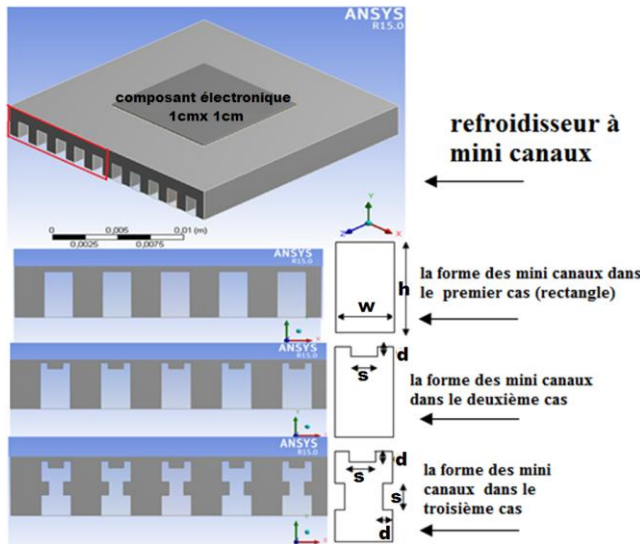


Fig. 1. Les différents cas des mini canaux étudiés

Les dimensions du refroidisseur sont de l'ordre de 21 x 21mm avec une épaisseur de 3,5 mm, ce refroidisseur est formé de 10 canaux et 11 ailettes. Nous imposons que le flux maximal du composant électronique soit constant avec isolation thermique sur toutes les faces extérieures du refroidisseur, la température d'entrée du nano fluide dans les trois cas des mini canaux est fixée à 298,15K, par des raisons de symétrie, nous n'avons simulé que la moitié du refroidisseur.

TABLE II. LES DIMENSIONS DES MINI CANAUX ETUDIES DANS LES TROIS CAS

Section des mini canaux	Hauteur h (mm)	Largeur W (mm)	L(mm)	S (mm)	d (mm)	Dh(m) Diameter hydraulique
Cas 1	2	1	21	/	/	0,00133
Cas 2	2	1	21	0,50	0,25	0,00115
Cas 3	2	1	21	0,50	0,25	0,00086

IV. FORMULATION MATHEMATIQUE

Dans cette étude, nous avons supposé que l'écoulement est stationnaire. Le fluide de base est supposé newtonien, incompressible et Les propriétés thermo physiques du nano fluide sont constantes, sauf pour la variation de la masse volumique, qui est estimée par l'hypothèse de Boussinesq. Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

Les équations des gouvernements sont régie par [13, 14]:

- Équation de continuité :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Où : u, v, w sont les composantes de la vitesse dans les directions x, y, z .

- Équations de la quantité de mouvement :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \right] \quad (2.1)$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_0) \right] \quad (2.2)$$

Suivant z :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \right] \quad (2.3)$$

Où :

- μ est la viscosité dynamique du fluide
- ρ est la masse volumique
- α est la diffusivité thermique du fluide
- β est le coefficient d'expansion thermique
- T est la température et p est le Pression

T_0 est la température à l'entrée du canal.

- Équation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

- Équation du solide :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4)$$

- La continuité du flux de chaleur à l'interface entre le solide et le fluide est mise en œuvre en utilisant la formule:

$$\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{w_s} = \lambda_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{w_f} \quad (5)$$

nf se réfère au nanofluide
 f se réfère au fluide de base
 λ : Conductivité thermique
 s : paroi

V. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Le maillage est réalisé à l'aide du logiciel fluent 'workbench'. Après convergence des calculs de la simulation, les résultats sont représentés comme suit

La Fig 2, présente la variation de la température de la surface supérieure du refroidisseur à mini canaux du deuxième cas le long du plan de symétrie pour les différents maillages appliqués, on peut donc conclure que la solution est indépendante du maillage.

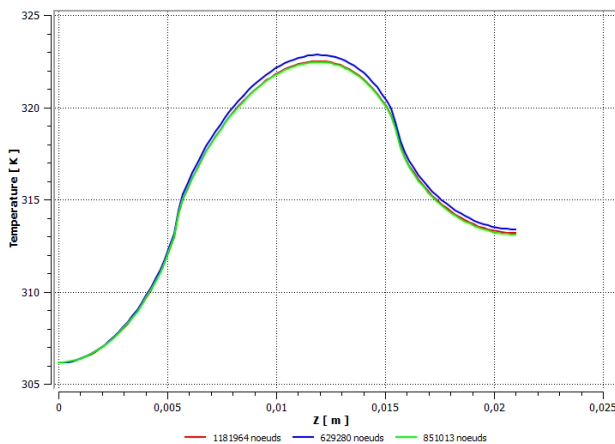


Fig. 2. Influence du maillage sur la température de la surface supérieure du refroidisseur à mini canaux du 2ème cas

La Fig 3 montre une comparaison de la température prévue de la présente simulation numérique avec d'étude expérimentale antérieure [15]. Un bon accord a été obtenu pour le cas : refroidisseur de cuivre et eau (comme liquide de refroidissement). Nous remarquons que la température augmente avec l'augmentation de la puissance dissipée dans la puce.

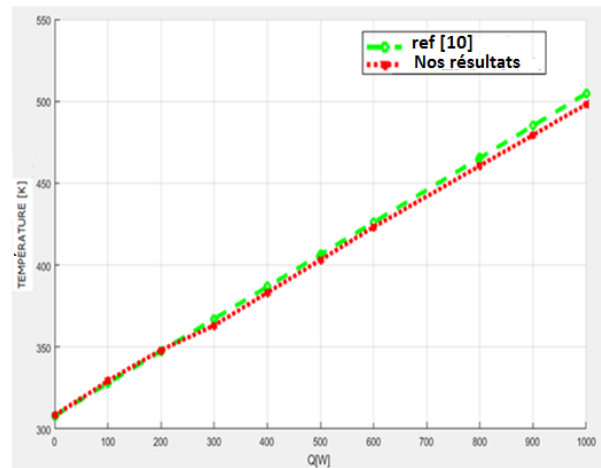


Fig. 3. Evolution de la température en fonction de la puissance dissipée (Q) dans la puce

La Fig 4 montre l'évolution du profil de la température de la jonction du composant électronique en fonction du nombre de Reynolds. On observe que le profil de la température de jonction décroît sensiblement pour les trois cas des mini canaux lorsque le nombre de Reynolds augmente. La température du composant électronique a des valeurs les plus élevées pour des faibles valeurs de Re. Ces températures sont minimales pour les grandes valeurs de Re. En remarque aussi que la température maximale de jonction du composant électronique dans le troisième cas des mini-canaux, est inférieure à celles du premier et du deuxième cas.

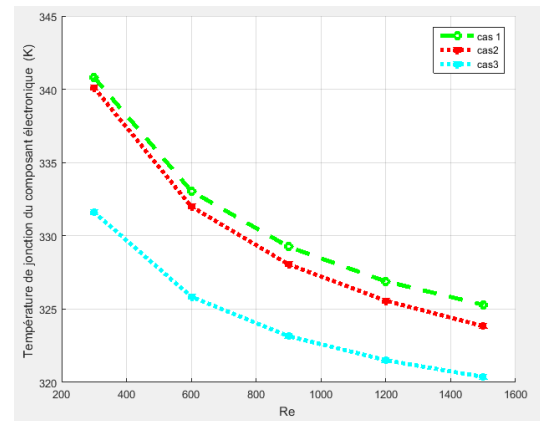


Fig. 4. Les valeurs de la température de jonction du composant électronique obtenues par simulations pour une concentration volumique du nanofluide Cu-eau de 0,05 et le nombre de Reynolds variant de 300 à 1500.

La Fig 5 montre que pour un nombre de Reynolds égale à 1500, la valeur de la température maximale de jonction du composant électronique dans les mini canaux du premier cas est supérieure ($T = 325,2$) par rapport aux autres cas ($T_{2\text{ème cas}} = 323,7$) et ($T_{3\text{ème cas}} = 319,6$) par contre la température maximale de la surface des mini canaux dans le troisième cas est inférieure à celles du premier et du deuxième cas. Cette différence ou l'écart de température montre que l'augmentation de la surface d'échange ou de la surface de contact entre les

parois des mini canaux et le fluide de refroidissement, diminue la température maximale de jonction du composant électronique.

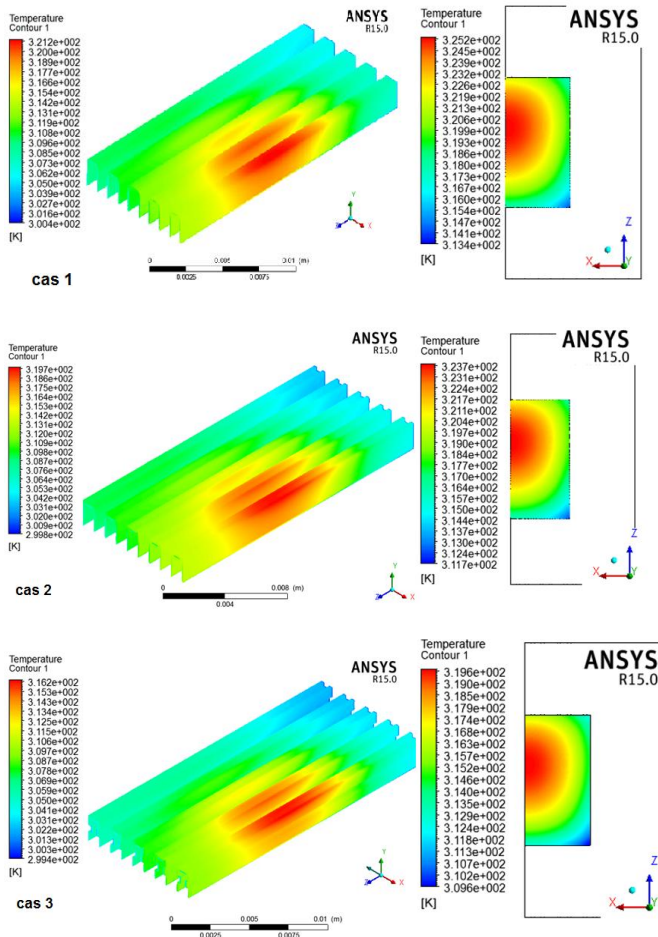


Fig. 5. La distribution de la température dans les surfaces des mini canaux et dans le composant électronique pour les trois cas (une fraction volumique de solide de 0,05 et $Re = 1500$)

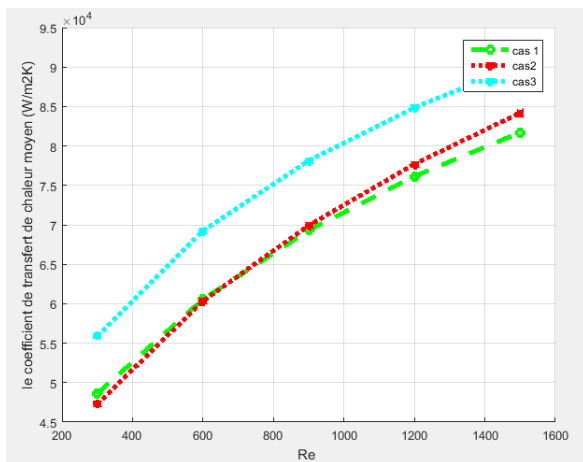


Fig. 6. Le coefficient de transfert de chaleur moyen en fonction du nombre de Reynolds pour une fraction volumique de 0,05

La fig 6 montre le coefficient du transfert de chaleur moyen calculé en fonction du nombre de Reynolds pour une fraction volumique de 0,05, le coefficient du transfert de chaleur moyen est proportionnel au nombre de Reynolds variant de 300 à 1500. La comparaison des résultats des trois cas de mini canaux étudiés montre que le coefficient de transfert de chaleur moyen du mini canal du troisième cas est supérieur à ceux des mini – canaux du premier et du deuxième cas.

VI. CONCLUSION

Dans le présent travail, on a étudié numériquement les échanges thermiques des différentes géométries des mini canaux d'un refroidisseur à l'aide du logiciel industriel, Fluent v15.0. Selon les résultats obtenus, on peut conclure que pour les trois cas des mini canaux et avec un nombre de Reynolds compris entre 300 et 1500, les mini canaux du troisième cas améliorent le transfert de chaleur par rapport aux autres cas ainsi que de la valeur de la température maximale de jonction du composant électronique.

REFERENCES

- [1] Hasna Louahlia et M. Sébastien Yon, "Dissipation thermique dans les composants /systèmes électroniques", AREELIS Technologies LUSAC (Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg) ,2015
- [2] Hongtao Wang, Zhihua Chen and Jianguo Gao, "Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks", Applied Thermal Engineering ,2016
- [3] Ammar A. Abed and Wissam H. Khalil. " A numerical study of the heat transfer and fluid flow in different shapes of microchannels", Al-Nahrain University, College of Engineering Journal (NUCEJ) Vol.91 No.1, pp.66 – 75, 2016
- [4] Jing Hongqi, Zhong Li, Ni Yuxi, Zhang Junjie, Liu Suping, and Ma Xiaoyu , "Design and simulation of a novel high-efficiency cooling heat-sink structure using fluid-thermodynamics", Journal of Semiconductors, Vol. 36, No. 10,October ,2015
- [5] H. Y. Wu et P. Cheng, "Friction factors in smooth trapezoidal silicon micro-channels with different aspect ratios", Int. J. Heat and Mass Transfer 46, pages: 2519- 2525, 2003
- [6] J. Reza, F. Mebarek Oudinab, O.D. Makinde, " MHD Slip Flow of Cu-Kerosene nanofluid in a Channel with Stretching Walls Using 3-Stage Lobatto IIIA formula " , Defect and Diffusion Forum, Vol. 387, pp 51-62 ,2018
- [7] F. Mebarek-Oudina, " Convective heat transfer of Titania nanofluids of different base fluids in cylindrical annulus with discrete heat source " , Department of Physics, Faculty of Sciences, University 20 août 1955 - Skikda, Skikda, Algeria
- [8] Muhammad Saeed, Man-Hoe Kim, " Heat transfer enhancement using nanofluids (Al_2O_3 - H_2O) in mini-channel heat sinks " International Journal of Heat and Mass Transfer 120 671–682 ,2018
- [9] Mojtaba Bezaatpour, Mohammad Goharkhah, " Three dimensional simulation of hydrodynamic and heat transfer behavior of magnetite nanofluid flow in circular and rectangular channel heat sinks filled with porous media " ,Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran, 2018
- [10] Stéphane Fohanno, Guillaume Polidori and Catalin Popa, "Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle", Université de Reims Champagne-Ardenne, France, 2012
- [11] E. Abu-Nada, "Application of nanofluids for heat transfer enhancement of separated flows encountered in a backward facing step", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.29, N°1, pp. 242 – 249 ,2008

- [12] Hakan F. Oztop and Eiyad Abu-Nada , “Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with Nanofluids“, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 1326–1336 , 2008
- [13] Irmie Zakaria, W.A.N.W Mohamed A.M.I Bin Mamat, R.Saidur, W.H. Azmi , Rizalman Mamat K.I Sainana and H.Ismail , “Thermal analysis of heat transfer enhancement and fluid flow for low concentration of Al_2O_3 Water – Ethylene Glycol Mixture Nanofluid in a Single PEMFC Cooling Plate“, *Energy Procedia* 79 pp 259 – 264 ,2015
- [14] Mostafa Keshavarz Moraveji, Reza Mohammadi Ardehali and Ali Ijam , “CFD investigation of nanofluid effects (cooling performance and pressure drop) in mini-channel heat sink“, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 40 pp58–66 ,2013
- [15] Yvan Avenas, Afef Kedous-Lebouc, David Charalampous, Emanuelle Dubois, Jean Chevalet, Mansour Tawk “Etude d’un système de refroidissement de composants électroniques de puissance par métal liquid“ *Université Pierre et Marie Curie* ,2010, Paris VI