RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Yahia Farès de Médéa
Faculté de Technologie ─ Département Génie des Procédés

THÈSE

Doctorat en Sciences

Discipline : ***Génie des Procédés***
Spécialité : ***Génie des Procédés***

Présentée par :

MOKRANE MAHDI

Étude et développement d'un micro échangeur de chaleur par l'application des nano suspension

Soutenue le 24 janvier 2022 devant le jury :

BACHEN	Mourad	MCA	Univ. F. Y. Médea	Président
SEMMAR	Djaafar	Pr.	Univ. S. D. Blida 1	Examinateur
TASSALIT	Djilali	MRA	UDES	Examinateur
LOUNIS	Mourad	Pr.	Univ. A. Z. Relizane	Rapporteur
ANNOUN	Mohamed	Pr.	Univ. F. Y. Médea	Co-Rapporteur

Remerciements

Les travaux de recherche scientifique de cette thèse de doctorat se sont déroulés au Laboratoire de Froid et Climatisation par Energie Électrique d'Origine Renouvelable (FCEEOR) de l'Unité de Développements des Équipements Solaires (UDES).

Je voudrais bien évidemment remercier très sincèrement mon directeur de thèse M. LOUNIS Mourad, Professeur de l'Université Ahmed Zabana de Relizane et mon co-directeur M. ANNOUN Mohamed, Professeur de l'Université de Yahia Farès de Médéa pour la confiance qu'ils m'ont accordé, pour leurs accueils et leurs encadrements tout au long de ces années de travail de recherche scientifique. Je suis particulièrement sensible à la confiance qu'ils m'ont témoignée durant ces années de thèse, j'ai appris à apprécier leurs capacités d'écoute et leur rigueur scientifique en travaillant à leur cotés.

Également, mes vifs remerciements vont à M. BOUROUIS Mahmoud, Professeur de l'Universitat Rovira i Virgili, Tarragone (URV) en Espagne, d'avoir accepté de m'accueillir au niveau de son département de génie mécanique et de m'avoir dirigé durant la période de stage de courte durée. Je tiens à lui exprimer toute ma gratitude pour son soutien constant, sa disponibilité et pour ses précieux conseils.

Je remercie également M. BACHEN Mourad, Professeur de l'Université Yahia Fares de Médéa d'avoir accepté l'expertise ma thèse de doctorat et de présider le jury.

Je tiens aussi à remercier M. SEMMAR Djaafar, Professeur de l'Université Saad Dahleb de Blida 1 pour m'avoir fait l'honneur d'examiner mes travaux de thèse et de faire partie du jury.

Mes vifs remerciements s'adressent également à M. TASSALIT Djilali, Directeur de l'Unité de Développement des Équipements Solaires qui m'a fait l'honneur de participer à ce jury. Je le remercie également pour toutes les échanges précieux que j'ai eu avec lui.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers mes collègues et amis de l'équipe FCEOOR pour avoir toujours été disponibles pour m'aider dans mes montages expérimentaux et plus particulièrement, M. OUALI Maamar et M. DJEBIRET Mohamed Ali qui se sont occupés de la réalisation du dispositif expérimentale.

Pour la préparation de nano-suspensions, je remercie très sincèrement l'équipe de traitement des eaux et plus particulièrement M. BOUTERAA Belkacem et M. IGOUD Sadek.

Je ne peux oublier de remercier mes très chers parents pour leurs soutiens inconditionnels pour que je réussisse dans ma vie professionnelle et familiale. A la même occasion je remercie ma femme, mes enfants, mes sœurs et mes frères qui ont dû me supporter pendant les moments difficiles que j'ai dû passé le long de la préparation de cette thèse de doctorat, je vous aime et je vous embrasse.

Résumé

Les progrès technologiques récents ouvrent de nouvelles perspectives pour les composants électroniques qui deviennent de plus en plus puissants et compacts. Cette situation a engendré la nécessité de concevoir et de produire de nouveaux dissipateurs thermiques particulièrement, dans le domaine électronique. Par conséquent, de nombreux systèmes de refroidissement ont été étudiés dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et donc d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Notre étude s'inscrit dans cette démarche et pour objectif la conception et la réalisation d'un système de refroidissement liquide à micro-canaux pour des applications électroniques. Les performances de ce système seront évaluées expérimentalement et numériquement dans les conditions stationnaires. À cet effet, nous avons développé un banc d'essais expérimental autour d'un composant chauffant qui génère des puissances de 50, 80 et 120 W, trois types de dissipateurs de chaleur ont été évalués. A partir de ce banc d'essais expérimental, dans une première étape d'étalonnage et de référence, des tests ont été menées sur deux systèmes de refroidissement à air, dissipateurs thermiques à ailettes de forme simple et de forme constructale. Dans une seconde étape, nous avons expérimenté le système de refroidissement liquide par l'utilisation d'un micro échangeur de chaleur à base d'oxyde de titane TiO_2 pour des nombres de Reynolds de 500, 1000 et 2000 à des concentrations massiques des nanoparticules de TiO_2 de 0, 1 et 5 % dans l'eau pure. Les résultats obtenus à partir des systèmes à air confirment les résultats trouvés dans la littérature et valident ainsi notre système expérimental. Ceux trouvés avec le micro échangeur à nanoparticules de TiO_2 montrent un meilleur échange thermique quel que soit le nombre de Reynolds. Également une diminution de la température du composant chauffant avec l'augmentation de la concentration allant jusqu'à 12 % par rapport à l'eau pure. Pour une efficacité optimale du micro échangeur de chaleur, une approche numérique a montré que la limite de la température des nano suspensions ne doit pas dépasser 65 °C.

Mots clés : Dissipateur de chaleur – Micro échangeur de chaleur – Nano suspensions – TiO_2 – Simulation numérique.

Abstract

Recent technological advancements are opening up new prospects for electronic components which are becoming more powerful and compact. This situation has created the need to design and produce new heat sinks, particularly in the electronics field. Therefore, many cooling systems have been studied with the aim of improving heat transfer and thus increasing the efficiency of cooling systems. Our study is part of this approach with the objective of designing and producing a micro-channel liquid cooling system for use in electronic applications. The performance of this system will be evaluated experimentally and numerically under stationary conditions. To this end, we have developed an experimental test bench around a heating component that generates powers of 50, 80 and 120 W, three types of heat sinks have been evaluated. From this experimental test bed, in a first stage of calibration and reference, tests were conducted on two air cooling systems, heat sinks with fin simple form and constructal form. In a second step, we tested the liquid cooling system by using a micro heat exchanger based on titanium oxide TiO_2 for Reynolds numbers of 500, 1000 and 2000 at mass concentrations of the nanoparticles of TiO_2 0, 1 and 5 % in pure water. The results obtained from air systems confirm the results found in the literature and thus validate our experimental system. Those found with the TiO_2 nanoparticle micro exchanger show better heat exchange regardless of the number of Reynolds. Also, a decrease in the temperature of the heating component with increasing concentration up to 12 % in comparison with pure water. For optimum efficiency of the micro heat exchanger, a digital approach has shown that the nanosuspensions temperature limit should not exceed 65°C.

Keywords: Heat sink – Micro heat exchanger – Nano suspensions – TiO_2 – Numerical simulation.

ملخص

تفتح التطورات التكنولوجية الحديثة آفاقًا جديدة للمكونات الإلكترونية التي أصبحت أكثر قوة وأكثر إحكاما. لقد خلق هذا الموقف الحاجة إلى تصميم وإنتاج مشتتات حرارية جديدة، لا سيما في مجال الإلكترونيات. لذلك تمت دراسة العديد من أنظمة التبريد بهدف تحسين نقل الحرارة وبالتالي زيادة كفاءة أنظمة التبريد. دراستنا هي جزء من هذا النهج والهدف منها تصميم وبناء نظام تبريد سائل بقناة دقيقة للتطبيقات الإلكترونية. سيتم تقييم أداء هذا النظام تجريبياً وعددياً في ظل ظروف ثابتة. تحقيقا لهذه الغاية، قمنا بتطوير منصة اختبار تجريبية حول مكون تسخين يولد قوى 50 و80 و120 واط، وقد تم تقييم ثلاثة أنواع من المشتتات الحرارية. الخطوة الأولى هي للمعايرة والمرجعية، تم إجراء الاختبارات على نظامي تبريد بالهواء، ألمشتتات حرارية ذات زعانف ذات شكل بسيط وشكل بنائي. في الخطوة الثانية، اختبرنا نظام التبريد السائل باستخدام مبادل حراري صغير يعتمد على أكسيد التيتانيوم مع أرقام رينولدز تساوي 500 ,1000 و2000 وتركيزات كتلة من الجسيمات النانوية لـ 0 , 1 و5٪ في الماء النقي هناك تطابق النتائج التي تم الحصول عليها من أنظمة الهواء مقارنة مع النتائج الموجودة في المؤلفات العلمية وبالتالي تؤكد صحة نظامنا التجريبي. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها مع مبادل الحرارة الجسيمات النانوية TiO_2 أفضل تبادل حراري بغض النظر عن رقم رينولدز. كما تنخفض درجة حرارة عنصر التسخين بزيادة تركيز تصل إلى 12٪ مقارنة بالمياه النقية. لتحقيق الكفاءة المثلى للمبادل الحراري الجزئي، أظهر النهج العددي أن حد درجة حرارة التعليق النانو يجب ألا يتجاوز 65 درجة مئوية.

لكلمات المفتاحية: المشتت الحراري - مبادل حراري دقيق - معلقات نانو - TiO_2 - محاكاة عددية.

Listes des figures

Figure 1. Loi de Moore 20
Figure 2. Modèle 3D d'un dissipateur thermique à ailettes. 21
Figure 3. Ventilateur fixé sur un dissipateur de chaleur..... 22
Figure 4. Schéma d'un système de refroidissement par air dans les Datacenter. 23
Figure 5. Micro échangeur de chaleur spiral conçu par AF Al-Neama. 24
Figure 6. Systèmes de refroidissement par fluide diélectrique 26
Figure 7. Principe de fonctionnement du caloduc 27
Figure 8. Caloduc à ailettes en forme de U 27
Figure 9. Micro-boucle diphasique à pompage capillaire. 28
Figure 10. Schéma du dissipateur thermique avec PCM..... 29
Figure 11. Croquis d'un module Peltier fonctionnant comme réfrigérateur 30
Figure 12. Mécanismes de transfert de chaleur en refroidissement par spray 31
Figure 13. Schéma détaillé de la section de test..... 37
Figure 14.Vue de la pièce (a) photographie de micro échangeur de chaleur, ... 37
Figure 15. Différentes configurations et dimensions détaillées des formes géométriques 38
Figure 16. Structure d'un micro dissipateur thermique parallèle 39
Figure 17. Micro échangeur de chaleur (a) Micro canal à double 39
Figure 18. Une vue séparée de l'ensemble dissipateur de chaleur, qui montre une structure interne et un dissipateur de chaleur à micro-canaux à plusieurs passages. 40
Figure 19. Diagramme schématique des directions d'écoulement : (a) écoulement parallèle dans le P-DMHS ; (b) contre-courant dans le P-DMHS ; (c) écoulement parallèle dans les X-DMHS ; (d) contre-courant dans les X-DMHS 41
Figure 20. Schéma d'un demi-micro échangeur de chaleur..... 42
Figure 21. La structure du dissipateur de chaleur à micro-ailette carré étudiés 42
Figure 22. Schémas des structures d'ailettes en forme broches 43
Figure 23. Différentes formes des nanoparticules..... 44
Figure 24. Dissipateur thermique avec configurations parallèles 45
Figure 25. (a)Photo du dissipateur thermique à refroidissement liquide avec configuration d'ailette en forme de chevron (b) Image TEM du nano-fluide Al_2O_3. 46
Figure 26. Photo du dissipateur thermique à mini-canaux avec son schéma. 47
Figure 27. Photo de la cellule contenant le composant chauffant 52
Figure 28. Photo d'une pompe péristaltique 53
Figure 29. Photo de manomètre de pression 54
Figure 30. Photos du Data Logger type Hydra 2700..... 55
Figure 31. Photo de l'interface graphique du Data Logger. 55
Figure 32. Organigramme descriptif de l'ensemble des tests expérimentaux..... 56
Figure 33. Photo du dissipateur de chaleur de forme simple. 57
Figure 34. Photo du dissipateur de chaleur de forme constructale..... 57
Figure 35. Photo d'un ventilateur de type axial 58
Figure 36. Photo de l'ensemble du banc expérimentale du système..... 59
Figure 37. Schéma descriptif du dispositif expérimental avec emplacement 59
Figure 38. Photos du micro-échangeur de chaleur (a) et de sa coupe transversale (b) 60
Figure 39. Schémas caractéristiques de micro échangeur de chaleur. 60
Figure 40. Photo du système de refroidissement par nano suspensions, (UDES, 2018). 61

Figure 41. Photo de l'ensemble du dispositif expérimental du système de refroidissement par nano suspension de la cellule chauffante. 62
Figure 42. Représentation schématique de l'emplacement des thermocouples et de manomètres de pression dans le banc d'essai. 63
Figure 43. Spectre de diffraction-RX des particules de TiO2 64
Figure 44.Préparation des nano fluides en utilisant la méthode en deux étapes. 66
Figure 45. Préparation du nano fluide à base de TiO_2, UDES, 2018. 67
Figure 46. Nano suspensions de TiO_2 utilisés à différentes concentrations : 0 %, 1 % et 5%. 67
Figure 47. Évolution du profile de température du composant en fonction du temps à une puissance de (a) 50 W ; (b) 80 W ; (c) 120 W pour dissipateur de chaleur de forme simple. . 70
Figure 48. Évolution du profile de température du composant en fonction du temps à une puissance de (a) 50 W ; (b) 80 W ; (c) 120 W pour un dissipateur 72
Figure 49. Comparaison entre les résultats de dissipateur de chaleur de forme simple et dissipateur de chaleur de forme constructale. 73
Figure 50. Profil de température du composant en fonction du temps 76
Figure 51. Comparaison des profils de température à différents concentrations (Ø= 0%, 1%, 5%) : (a) Re=500, (b) Re=1000, (c) Re=2000. 79
Figure 52. Nombres de Nusselt moyens en fonction du nombre de Reynolds pour des concentrations volumiques égales à Ø=0 %, Ø=1 % et Ø=5 %. 80
Figure 53. L'effet de la concentration des nano suspensions sur la valeur de la perte de charge (Δp) à différents nombres de Reynolds de 500,1000 et 2000. 81
Figure 54. Puissance de pompage en fonction de nombre de Reynolds 81
Figure 55. Résistance thermique du micro-échangeur de chaleur 82
Figure 56.Comparaison entre le système de refroidissement à air et à eau. 83
Figure 57.Un graphique représentatif du pourcentage de diminution de la température du composant de chauffage pour chaque approche de de refroidissement testée 84
Figure 58. Description d'un volume élémentaire de base 88
Figure 59. Localisation de la variable u au point courant P. 91
Figure 61. Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE. 93
Figure 61. Micro-échangeur de chaleur : (a) Configuration ; (b) Volume de calcul. 95
Figure 62. Différents types des mailles. 99
Figure 63. L'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille de maillage. 100
Figure 64.Validation des résultats obtenus par simulation numérique avec les résultats expérimentaux de : (a) 50 W, (b) 80 W, (c) 120 W. 101
Figure 65. Évolution de la température du composant chauffant en fonction du nombre de Reynolds pour des concentrations de 0%, 1% et 5% à : (a) Te=35 °C ; (b) Te=45 °C ; (c) Te=55 °C ; (d) Te=65 °C. 103
Figure 66. Influence de nombre de Reynolds et de la concentration des nanoparticules sur l'amélioration de transfert de chaleur au sein du micro-échangeur de chaleur pour (a) Te=35 °C ; (b) Te=45 °C ; (c) Te=55 °C ; (d) Te=65 °C. 105
Figure 67.Contours de vitesse moyennes pour les nombres de Reynolds 108

Liste des tableaux

Tableau 1. Liste des différents types de surfactants 49
Tableau 2. Les combinaisons des divers nano fluides et surfactants 49
Tableau 3. Descriptions des différents types de thermocouple 54
Tableau 4. Dimensions géométriques du micro échangeur de chaleur 61
Tableau 5. Valeurs des tailles des grains des formes prédominantes du TiO_2 65
Tableau 6. Propriété de nanoparticule du TiO_2 65
Tableau 7. Récapitulatif des conditions expérimentales entreprises 68
Tableau 8. Les différents schémas de discrétisation (Patankar 1980) 92
Tableau 9. Conditions aux limites 96

Table des matières

Table des matières

Introduction générale 16

CHAPITRE I : Systèmes de refroidissement et transfert de chaleur

I.1 Développement technologique et loi de Moore 20
I.2 Méthodes conventionnelles de refroidissement 21
I.3 Le système de refroidissement à air 21
I.3.1 La convection naturelle 21
I.3.2 La convection forcée 22
I.4 Système de refroidissement liquide 24
I.4.1 Micro échangeur de chaleur 24
I.4.2 Système de refroidissement par immersion liquide 25
I.5 Système de Refroidissement par caloducs 26
I.6 Micro-boucles diphasiques à pompage capillaire 28
I.7 Refroidissement par changement de phase 29
I.8 Refroidissement par effet Peltier 30
I.9 Refroidissement par spray (spray cooling) 31

CHAPITRE II : Technologie de système de refroidissement à micro-canaux et à nano suspensions

II.1 Échangeurs de chaleur à micro canaux 34
II.2 Technologie innovante des micro échangeurs de chaleur 35
II.2.1 Micro canaux rectangulaires 35
II.2.2 Micro canaux ondulé 38
II.2.3 Micro canaux à plusieurs étages 39
II.2.4 Micro canaux à rainures 41
II.3 Écoulement des nano fluides dans les micro canaux 43
II.3.1 Propriétés thermiques des nano fluides 44
II.3.2 Etat de l'art sur les nano fluides 44
II.3.3 Techniques pour améliorer la stabilité des nano fluides 48

CHAPITRE III : Réalisation et résultats expérimentaux

III.1 Description de la cellule chauffante et métrologie 52
III.1.1 Systèmes de mesure de la température et de la pression 53
III.1.2. Description du système d'acquisition de données 55
III.2 Protocole expérimental 56
III.2.1 Description du banc expérimental par air forcé 57
III.2.2 Description du banc de refroidissement par nano suspensions de TiO_2 60
III.2.3 Sélection du nanoparticule 64
III.2.3.1 Caractérisation du nanoparticule par diffraction des rayons X 64
III.2.3.2 Préparation des nano suspensions aqueuses 66
III.3. Résultats expérimentaux et analyses 68
III.3.1 Résultats expérimentaux obtenus par convection forcée 69

III.3.1.1 Cas du dissipateur de chaleur à ailettes simple 69
III.3.1.2 Cas du dissipateur de chaleur à ailettes constructale 71
III.3.2 Les effets du Reynolds et de la concentration des nano suspensions sur le refroidissement à micro échangeur de chaleur 73
III.4.2.1 Cas du refroidissement à l'eau pure 75
III.4.2.2 Cas de refroidissement à base de nano suspension 1% et 5% 77
III.4.5 Performance hydraulique 80
III.4.6 Résistance thermique 82
III.4.7 Analyse et comparaison entre les deux systèmes de refroidissement 83

CHAPITRE IV : Modélisation numérique

IV.1 Méthode numérique 86
IV.1.1 Méthode des volumes finis 86
IV.1.2 La discrétisation 89
IV.1.3 Méthode de calcul de champ de pression 93
IV.1.5 Facteur de sous relaxation 94
IV.1.6 Ordre de précision 94
IV.2 Model physique 95
IV.3 Condition aux limites 95
IV.4 Équations gouvernantes 96
IV.5 Choix de Maillage 98
IV.6 Résultats numérique 99
IV.6.1 Tests de maillage 99
IV.6.2 Validation du code de calcule 100
IV.6.3 Effet de la température d'entrée et de la concentration des nano suspensions sur le refroidissement à micro échangeur de chaleur 101
IV.6.4 Effet de la forme du micro échangeur de chaleur sur l'écoulement devfluide .. 106

Conclusion générale 110

Références bibliographiques 113

Nomenclature

Nomenclature

$\mathbf{A_{cc}}$	Surface supérieure du composant chauffant	m^2
$\mathbf{A_{eff}}$	Surface total d'échange effective au transfert de chaleur par microcanal	m^2
$\mathbf{C_p}$	Chaleur spécifique	J/kg K
$\mathbf{d_p}$	Diamètre de la particule	m
$\mathbf{D_{tc}}$	Diamètre de tube collecteur	m
$\mathbf{D_h}$	Diametre hydraulique	m
E	Incertitude	
$\mathbf{e_c}$	Demi-épaisseur du solide	m
f	Facteur de friction	
$\mathbf{h_m}$	Coefficient de transfert de chaleur moyen	W/ m^2 K
H	Hauteur de plaque	m
$\mathbf{H_{mc}}$	Hauteur micro canal	m
I	Intensité électrique	(A)
$\boldsymbol{k}$	Conductivité thermique	W/m K
L	Longueur de plaque	m
$\mathbf{L_{tc}}$	Longueur de tube collecteur	m
m	Masse	Kg
$\dot{\mathbf{m}}$	Débit massique	kg/s
N	Nombre de micro-canaux	
Nu	Numbre de Nusselt	
$\dot{\mathbf{P}}$	Puissance	W
P	Pression	Pa
Δp	Pertes de charge	Pa
Q	Flux de chaleur	W
Re	Nombre de Reynolds	
$\mathbf{R_{th}}$	Résistance thermique totale	K/W
$\mathbf{T_c}$	Température critique	K
$\mathbf{T_{f,e}}$	Température d'entrée de fluide	K
$\mathbf{T_{f,m}}$	Température moyenne du fluide	K
$\mathbf{T_{f,s}}$	Température de sortie de fluide	K
$\mathbf{T_{ch}}$	Température du composant chauffant	K
$\mathbf{T_{cs}}$	Temperature de sécurité	K

U	Tension	Volt
w	Largeur de plaque	m
w_{mc}	Largeur micro canal	m
$\dot{W}$	Puissance de pompage	W
$\dot{V}$	Debit volumique	Kg/s
x,y,z	coordonnées spatiales	m

Symboles Greek

μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
ρ	Densité	Kg/m^3
φ	Fraction volumique de particules	(%)
σ_{ij}	Tenseur visqueux	Kg.m/s

Indices

bf	Fluide de base
c	Critique
ch	Composant chauffant
e	Entrée
f	Fluide
m	Moyenne
mc	Micro canaux
nf	Nano fluide
np	Nanoparticules
s	Sortie
tc	Tube collecteur
th	Thermique

Introduction générale

Introduction générale

Le développement rapide des composants et systèmes électroniques entraîne une augmentation significative de la dissipation de chaleur afin de maintenir la fiabilité, les performances ainsi l'économie d'énergie, en particulier si ces composants sont placés dans des endroits chauds. Dans des conditions normales, la température de fonctionnement des composants électroniques doit être de moins de 80 °C. Le choix de la configuration et des caractéristiques d'un système de refroidissement dépend principalement de la puissance développée par les composants chauffants, des conditions climatiques du site et du facteur énergétique directement lié à la capacité de refroidissement du système installé.

Plusieurs méthodes de refroidissement ont été étudiées dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement. Parmi ces procédés, le refroidissement par convection forcée d'air avec dissipateur à ailettes, est généralement utilisé comme un moyen efficace de refroidissement des composants électroniques en raison de sa simplicité et de sa rentabilité inhérente. Cependant cette technologie de refroidissement est limitée dans les micro-électroniques à haute performance ce qui explique l'intérêt croissant pour l'utilisation des systèmes de refroidissement à liquide. L'une des technologies les plus prometteuses étant le refroidissement au moyen d'un écoulement monophasique ou diphasique dans des micro échangeurs de chaleur. Ce type des microstructures sont des solutions alternatives privilégiées en termes d'efficacité de refroidissement pour les générations de processeurs à venir. Elles ont comme avantage la compacité, le faible besoin d'énergie, le coût relativement faible, les énormes possibilités d'intégration, etc. Néanmoins, ce concept reste encore mal maitrisé dans les équipements microélectroniques à haute performance, pour cela, il est possible d'utiliser un liquide caloporteur qui prélève la chaleur au niveau du composant de puissance.

Ces dernières années, la stratégie d'élimination de la chaleur, consiste à utiliser à la fois les propriétés d'écoulement des liquides et la grande conductivité thermique des métaux solides. Des recherches et des efforts ont été menés pour découvrir un fluide caloporteur (liquide de refroidissement) innovant et efficace avec une meilleure capacité de transfert thermique. La combinaison entre des réfrigérants conventionnels et des particules solides de taille nanométrique dans une fraction volumique relativement petite a été introduite par Choi et Eastman (1995) et Eastman et al. (1996), plus tard largement connu sous le nom de nano fluides. Le mouvement chaotique plus fort des nanoparticules était responsable de l'éveil du transport d'énergie entre les nano fluides et la paroi du micro canal qui améliore les performances de

transfert de chaleur. En outre, les nano-fluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm tel que Al_2O_3, TiO_2...etc. Pour cette raison les nano-fluides ont montré des propriétés supérieures telles qu'une conductivité thermique élevée, un colmatage minimal dans les passages d'écoulement, une stabilité à long terme et réduction des stocks de fluide caloporteur. Au cours des années, il y a eu des nombreux efforts et études sur l'application des nano-suspension dans les systèmes de refroidissement électroniques, en particulier dans les micro-canaux. La température de composant électronique et le coefficient de transfert de chaleur par convection du système de refroidissement ont été principalement étudiés par les chercheurs. Les dissipateurs à base de micro-canaux par l'utilisation de nano suspension offrent des performances avérées grâce à une forte augmentation de la surface d'échange et du coefficient de transfert de chaleur par rapport à des fluides classiques.

Les travaux de recherche scientifique de notre étude contribuent à évaluer expérimentalement et numériquement l'efficacité de système de refroidissement liquide à base de micro canaux. Le principal objectif est d'augmenter le transfert de chaleur convectif dans un micro-échangeur de chaleur par l'utilisation des nano-suspension. Cela, afin d'améliorer les performances de refroidissement d'un dispositif électronique. Des essais expérimentaux et numériques ont été réalisés au laboratoire de froid et climatisation au niveau de l'Unité de Développement des Équipement Solaire (UDES) avec deux systèmes de refroidissement à air et un micro-échangeur de chaleur pour comprendre les différents processus mis en jeu ainsi que leur impact sur le refroidissement des composants électroniques et proposer un micro échangeur à base de nano-suspensions de TiO_2 pour l'amélioration du transfert de chaleur dans les micro-canaux.

L'ensemble du travail scientifique de cette thèse de doctorat s'est déroulée en plusieurs étapes dont les plus importantes sont décrites dans ce mémoire composé de quatre chapitres. Un aperçu sur le refroidissement des systèmes électroniques existantes est nécessaire pour la compréhension des différents principes de bases ainsi que de de leur fonctionnement pour dresser des comparaisons qualitatives et quantitatives entre elles. Ceci permet également une description claire des avantages et des inconvénients de chacune d'entre elles. Cette partie essentielle, a été résumée dans le premier chapitre de ce mémoire, importante étape à partir de laquelle on a choisi le type de système de refroidissement à étudier.

Un examen approfondi des technologies des systèmes de refroidissement à micro canaux est indispensable pour une mise à jour des derniers travaux de recherche réalisés dans le monde.

Cette partie bibliographique sur les différents travaux réalisés dans le domaine du refroidissement par micro-canaux a été résumée dans le second chapitre.

Comme le noyau de cette thèse est une étude expérimentale sur deux types de dissipateurs de chaleur, le troisième chapitre décrit le banc d'essai ainsi que les étapes suivies pour sa réalisation et son exploitation ainsi que les différentes prises de mesures de température et de pression. Ensuite, sont décrites les différentes étapes nécessaires pour la préparation du fluide caloporteur qui n'est que des nano-suspensions à base d'eau et d'oxyde de titane à différentes concentrations de 0, 1 % et 5 % valeurs tirés de la littérature. Dans une seconde partie, sont récapitulés l'ensemble des résultats expérimentaux obtenus avec les trois systèmes de refroidissement.

Le quatrième et dernier chapitre de cette thèse est consacré à l'étude numérique d'un système micro échangeur de chaleur avec de l'eau comme fluide caloporteur à différents débits et à différentes températures d'entrée des nano-suspensions (TiO_2 / Eau), en utilisant le code de calcul CFD ANSYS Fluent. Cette partie permettra la prédiction et l'optimisation des caractéristiques de performance en assurant ainsi une conception robuste et efficace pour les travaux expérimentaux ultérieurs. Après une présentation des équations des écoulements des fluides et de transfert thermique (Équations de Navier Stokes et équation de conservation de la chaleur) ainsi que les hypothèses associées au modèle physique réel, une description des différents modèles de turbulence est présentée ainsi que leur formulation mathématique. Les résultats des tests numériques obtenus de l'écoulement et du transfert thermique de l'eau dans le micro échangeur de chaleur seront confrontés aux résultats des mesures expérimentales du refroidissement du composant électronique chauffant.

CHAPITRE I

Système de refroidissement et trap de chaleur

Le développement récent des semi-conducteurs et d'autres technologies électroniques à petite et micro-échelle et la miniaturisation continue ont conduit à une augmentation très élevée de la densité de puissance pour les puces hautes performances. Bien que des progrès impressionnants aient été réalisés au cours des dernières décennies, il subsiste de sérieux défis techniques dans la gestion thermique et le contrôle des appareils électroniques ou des microprocesseurs.

I.1 Développement technologique et loi de Moore

Dans le cas des circuits intégrés en micro-électronique, Gordon Moore [1], co-fondateur de la société Intel, a démontré en 1965, que le nombre de transistors par circuit intégré de même taille double tous les 2 ans, depuis leur apparition dans les années 60 (figure.1).

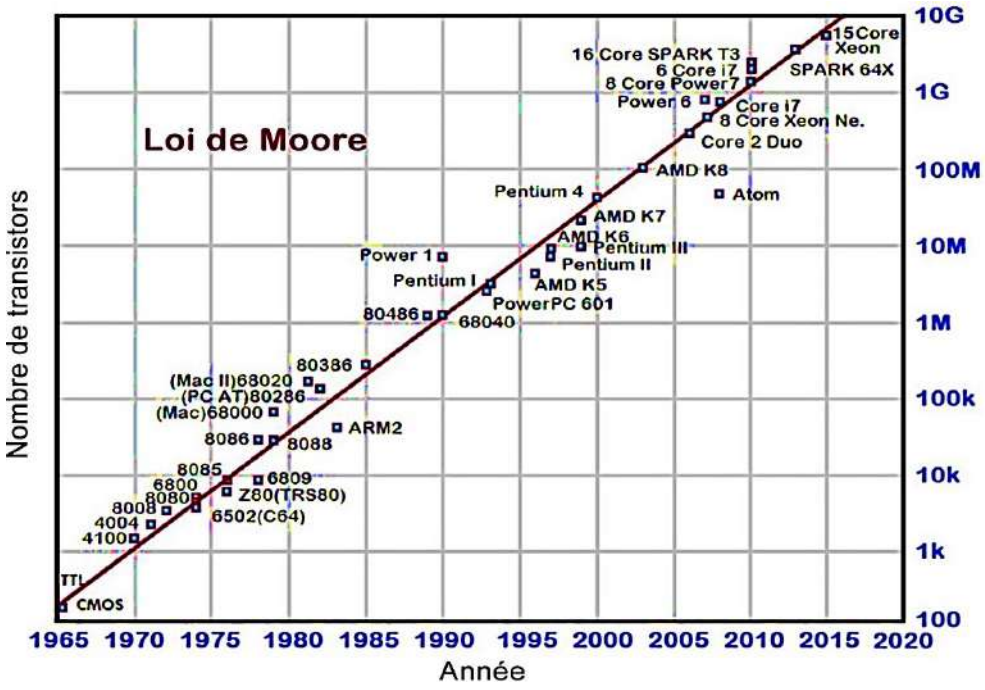


Figure 1. Loi de Moore [1].

Les composants électroniques sont certainement sensibles aux pertes des performances et aux dommages. Les composants surchauffés présentent généralement une durée de vie plus courte et provoquent parfois des problèmes isolés pouvant entrainer une défaillance du système. Pour garantir un fonctionnement optimal et durable de ces composants, il est indispensable d'utiliser un système de refroidissement tel que : le dissipateur de chaleur à ailettes, l'impact du jet confiné, le caloduc, ….

I.2 Méthodes conventionnelles de refroidissement

En pratique, les systèmes de refroidissement des composants électroniques les plus couramment utilisés sont :

- Le système de refroidissement à air
- Le système de refroidissement liquide
- Systèmes de refroidissement diphasique
- Refroidissement par effet Peltier
- Refroidissement par spray (spray cooling)

I.3 Le système de refroidissement à air

Les systèmes de refroidissement à l'air sont utilisés pour les éléments électroniques dont la contrainte thermique est faible. Les principaux avantages de ce système de refroidissement est sa relative simplicité et le faible coût de mise en œuvre technique. Les échanges entre l'élément électronique qui est la source thermique, et l'environnement qui est le dissipateur, sont convectifs et radiatifs.

I.3.1 La convection naturelle

La convection naturelle est une stratégie de refroidissement efficace et économique pour les appareils électroniques (Ridouane et al) [2]. Ce phénomène de transfert de chaleur représente le principe de fonctionnement des dissipateurs de chaleur passif qui sont généralement fabriqués en aluminium ou en cuivre.

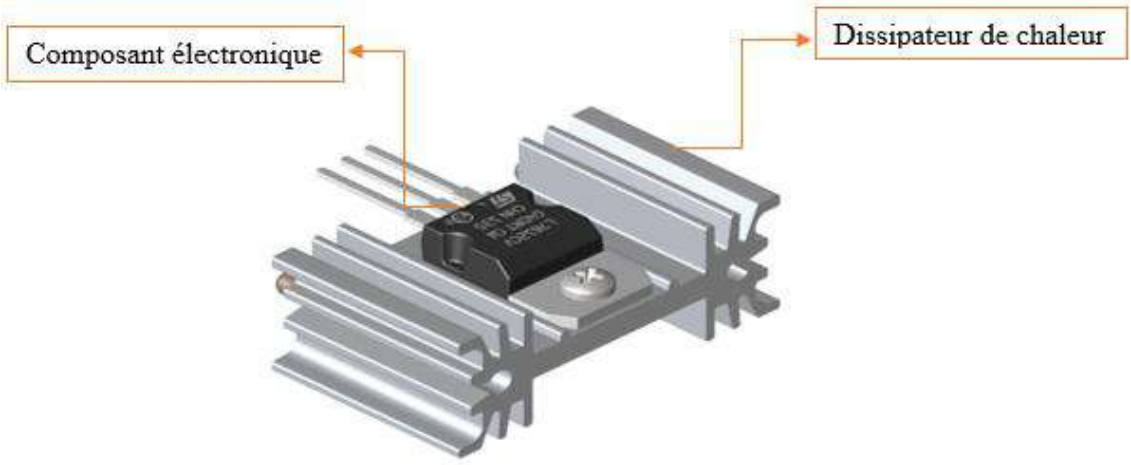


Figure 2. Modèle 3D d'un dissipateur thermique à ailettes.

Ces derniers agissent comme un radiateur et offrent une plus grande surface d'échange au composant électronique afin de limiter l'augmentation de la température de sa paroi. Généralement, le coefficient d'échange apparent des dissipateurs de chaleur est faible. En effet, il vari de de 3 à 15 W. $m^{-2}.K^{-1}$. L'utilisation d'ailettes (figure.2) permet d'augmenter les coefficients d'échange apparents des dissipateurs jusqu'à des valeurs dépassant les 300 W $m^{-2.}$ K^{-1}. Les principaux avantages de ce système de refroidissement sont sa relative simplicité et le faible coût de mise en œuvre technique. Le refroidissement par convection naturelle est recommandé pour les systèmes électroniques dont la contrainte thermique est faible. Pour des plus hauts niveaux de puissance à évacuer, il est nécessaire d'utiliser le refroidissement par convection forcé à l'aide d'un ventilateur afin d'améliorer l'échange thermique.

I.3.2 La convection forcée

Le refroidissement par air forcé est actuellement la technique de refroidissement la plus largement mise en œuvre dans les systèmes électroniques en raison de sa facilité de mise en œuvre et de ses faibles besoins en maintenance (Tuma et al) [3]. Comme le montre la figure 3, la circulation forcée de l'air nécessite l'utilisation de ventilateurs fixés sur un dissipateur de chaleur.

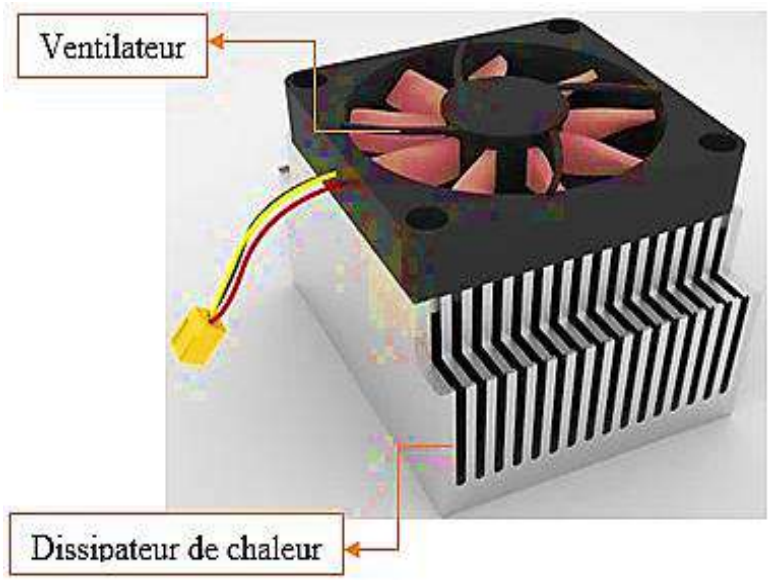


Figure 3. Ventilateur fixé sur un dissipateur de chaleur.

Dans les data center le système de refroidissement par convection forcée à air est illustré par la figure 4. L'air chauffé de data center est refroidi par la climatisation de la salle informatique ou les unités de traitement de l'air (CRAC / CRAH). Il est ensuite acheminé vers les allées froides dans un plénum sous plancher (Geng et al) [5]. Le refroidissement par les unités CRAH s'effectue par le biais d'échangeurs de chaleur eau-air tandis que les unités CRAC utilisent des évaporateurs remplis de réfrigérant (Geng et al) [4].

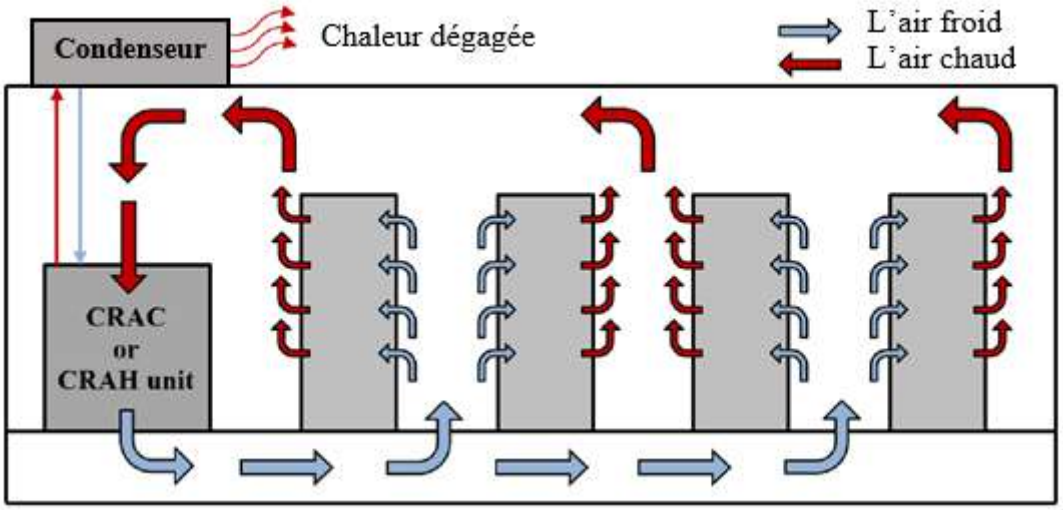


Figure 4. Schéma d'un système de refroidissement par air dans les Datacenter [5].

En termes de fiabilité, d'accessibilité et de praticité, le refroidissement par air est une solution pragmatique dans les data center et les salles de serveurs. En effet, l'absence de liquide dans le système refroidissement, facilite considérablement les procédures d'installation, de maintenance et les procédures de remplacement à chaud (Garimella et al) [6]. Cependant, l'inconvénient majeur de cette technique est sa faible performance de transfert de chaleur pour les appareils électroniques et les puces hautes performances car l'air possède des propriétés thermo physiques faibles par rapport aux liquides de refroidissement courants ce qui réduit considérablement les coefficients de transfert de chaleur par convection (Kheirabadi et Groulx) [7]. De plus, les dispositifs de refroidissement à air sont encombrants et limitent par conséquent leur utilisation dans les systèmes compactés.

Le système de refroidissement par un jet d'air attiré l'attention des chercheurs pour diverse application de refroidissement en électronique. Lin et al [8] ont expérimentalement effectué un impact de jet d'air à fente confiné pour des applications de refroidissement électronique. Ils ont exploré les effets paramétriques des nombres de Reynolds des jets et de la distance de séparation des jets sur les caractéristiques de transfert de chaleur d'un composant

électronique. Avec la mesure de la vitesse moyenne du jet et des distributions d'intensité de turbulence à la sortie de l'injecteur, deux caractéristiques d'écoulement du jet à la sortie de l'injecteur les régimes initialement laminaires et transitoires / turbulents ont été classés.

I.4 Système de refroidissement liquide

Il existe deux systèmes de refroidissement par liquide : le système de refroidissement liquide monophasique par un micro échangeur de chaleur est implémenté dans les composants chauffants et le refroidissement par immersion consiste à immerger tous les composants chauffants dans de l'huile végétale ou minérale, afin de les refroidir uniformément.

I.4.1 Micro échangeur de chaleur

Les systèmes de refroidissement par eau sans changement de phase ou monophasés représentent une solution alternative aux systèmes de refroidissement à air. Ces systèmes, composés essentiellement d'une pompe et d'un micro-échangeur de chaleur, permettent d'évacuer la chaleur contenue dans le liquide caloporteur qui est l'eau vers l'extérieur des composants électroniques. Les systèmes de refroidissement à micro canaux ont suscité un grand intérêt chez les chercheurs et les industriels et ce en raison de leur compacité et leurs performances de refroidissement. En effet, les coefficients d'échange apparents peuvent atteindre 10^5 W. $m^{-2}.K^{-1}$. La figure. 5 illustre un modèle de miro-échangeur conçu par AF Al-Neama.

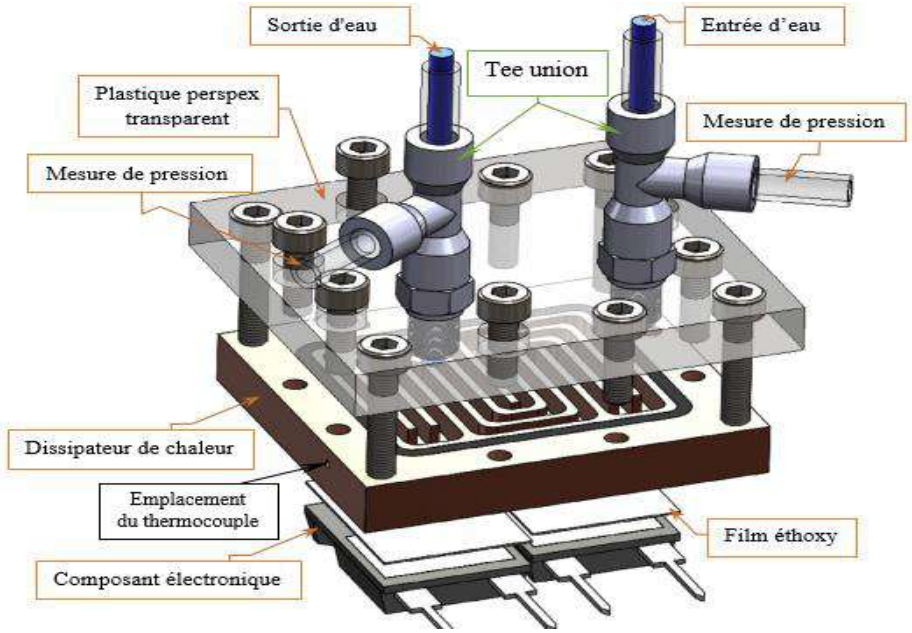


Figure 5. Micro échangeur de chaleur spiral conçu par AF Al-Neama [9].

Le micro échangeur de chaleur est disposé sur le composant électronique à refroidir. Une pompe assure la circulation du liquide caloporteur à l'intérieur de micro échangeur. Cette circulation du liquide permet d'extraire la chaleur du système électronique et de la transporter vers un radiateur où elle est évacuée vers l'ambiance.

En pratique, lorsque le débit est faible dans les micro-canaux c'est-à-dire que l'écoulement est en régime laminaire, le coefficient de transfert thermique est inversement proportionnel au diamètre hydraulique. Cela signifie que, plus le canal est petit, plus le coefficient de transfert thermique est grand (Garimella et Sobhan) [10].

Généralement, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau et ce grâce à sa disponibilité et ses propriétés thermiques intéressantes (capacité calorifique, conductivité thermique). L'avantage du refroidissement par micro échangeurs de chaleur réside dans leur coefficient de transfert de chaleur élevé et leur capacité à réduire considérablement la taille des échangeurs de chaleur. Autres avantages : poids réduit, faible inventaire et utilisation réduite des matériaux.

Les principaux défis des micro-canaux sont les difficultés de fabrication et le filtrage de haute qualité du fluide nécessaire à son écoulement à travers les canaux. Bien que les micro échangeurs de chaleurs soient utiles à bien des égards, ils ne sont pas sans inconvénients. En raison de la taille des micro-canaux, la chute de pression du système nécessite non seulement une puissance mécanique élevée pour faire fonctionner le système, mais également des exigences strictes pour les accessoires tels que les raccordements d'étanchéité et les dispositifs de pompage. Les micro-canaux sont sensibles à la corrosion, à la rugosité et à l'encrassement des surfaces, ainsi que les parois des canaux peuvent s'éroder sous l'effet de la gravure chimique ou l'érosion physique de parois intérieures.

I.4.2 Système de refroidissement par immersion liquide

Le refroidissement par immersion liquide consiste à éliminer la chaleur générée par les composants électroniques, en les plongeants complètements dans un fluide diélectrique. L'évacuation de la chaleur s'effectue à l'interface surface-liquide où se produit l'échange de chaleur via l'ébullition du liquide caloporteur. La vapeur produite est condensée dans un échangeur de chaleur refroidi par convection naturelle ou par convection forcée [16]. Notons que les condensateurs illustrés à la figure 6 sont présents à l'intérieur ou à l'extérieur du boîtier. Dans tous les cas, la température de fonctionnement du liquide diélectrique est liée à la

température du dissipateur thermique ou du condenseur dans des conditions de régime permanent.

L'avantage majeur du refroidissement par immersion dans les liquides diélectriques, est sa capacité à gérer des charges thermiques beaucoup plus importantes que les autres systèmes de refroidissement. La condensation sur les composants est exclue et enfin complètement silencieux. Toutefois, les contraintes liées à l'utilisation de ce type de systèmes sont nombreuses. En effet, ils requièrent un choix judicieux du fluide de travail et l'emploi d'enceintes imperméables. De plus, leur maintenance est relativement difficile car le module de refroidissement doit être ouvert et vidé pour accéder aux composants électroniques.

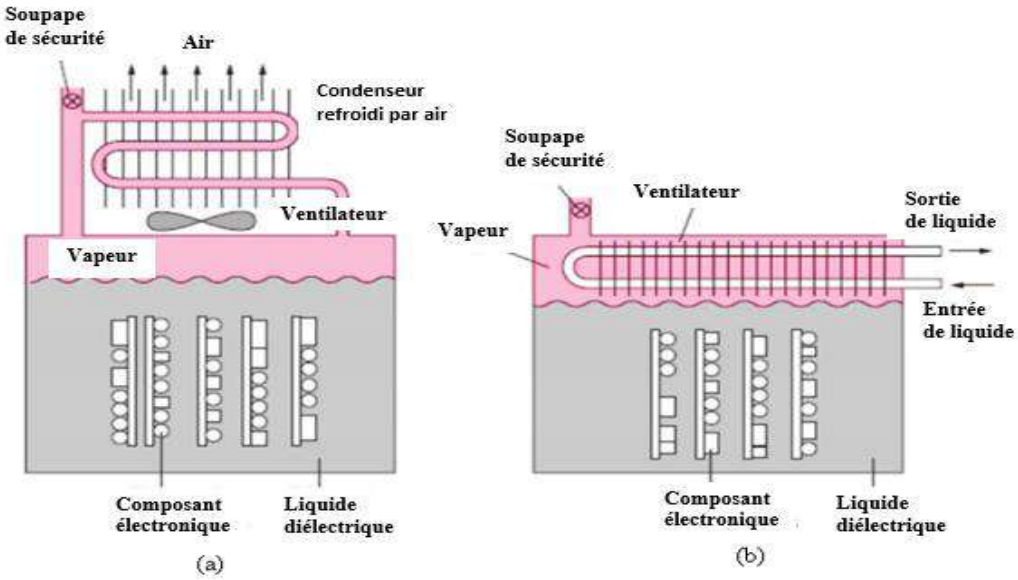


Figure 6. Systèmes de refroidissement par fluide diélectrique avec condensateur externe (a) interne (b) [16].

I.5 Système de Refroidissement par caloducs

Le principe de fonctionnement du caloduc est illustré par la figure 7. Le caloduc est constitué d'une enceinte métallique circulaire, d'un réseau capillaire et d'un fluide de travail. Le réseau capillaire est une structure métallique microporeuse fixé à la surface intérieure de l'enveloppe. Le fluide de travail est situé dans l'espace vide à l'intérieur de réseau capillaire. La vapeur générée de fluide de travail élève la pression et entraîne une différence de pression le long de la direction axiale. Cette différence de pression entraîne la vapeur dans l'évaporateur vers le condenseur, où elle se condense en dissipant la chaleur latente de la vaporisation dans le dissipateur de chaleur.

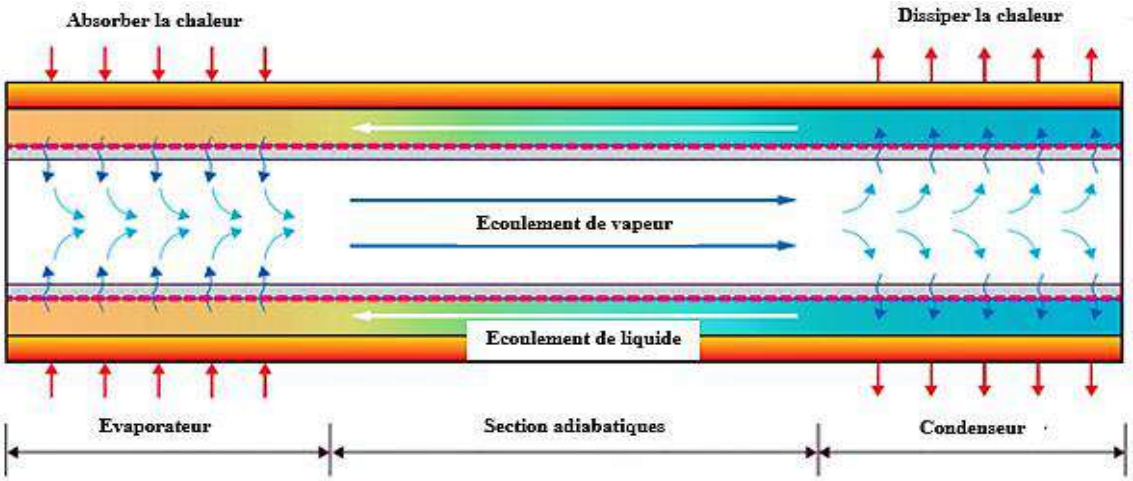


Figure 7. Principe de fonctionnement du caloduc [11].

L'avantage de la solution caloduc est la possibilité d'extraire la chaleur des zones difficilement accessibles sans utiliser de pompe pour la circulation du fluide. C'est également un dispositif assez facile à mettre œuvre.

Parmi les inconvénients des caloducs, nous citerons à titre d'exemple leur fonctionnement qui dépend fortement de la gravité. Il est également indispensable de noter que les températures élevées peuvent provoquer la destruction du caloduc en raison de l'augmentation de la pression de saturation. L'utilisation des caloducs pour refroidir des systèmes électroniques puissants nécessite l'utilisation de plusieurs tubes (figure 8) ce qui entraînera un coût supplémentaire et des options de conception plus restreintes.

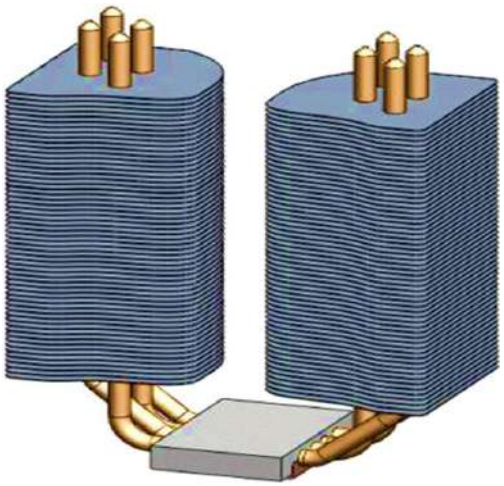


Figure 8. Caloduc à ailettes en forme de U
pour le refroidissement des ordinateurs de bureau [12, 13].

De plus, les tubes chauffants sont incomptables aux situations de conception de systèmes intégrés, comme dans le cas des ordinateurs et des appareils portables.

I.6 Micro-boucles diphasiques à pompage capillaire

Ce système, encore en phase de recherche et de développement, présente les mêmes avantages qu'avaient les boucles diphasiques de taille conventionnelle par rapport aux caloducs (figure 9). En effet, le transport de la chaleur peut se faire sur des distances plus importantes et, les lignes liquide et vapeur étant séparées, l'intégration architecturale de ces systèmes apparaît beaucoup plus souple que pour les micro-caloducs. [14]

Le principe de fonctionnement est basé sur le même principe que pour les systèmes de refroidissement passifs cités précédemment. L'évaporateur, constitué de plusieurs canaux en parallèle dont les diamètres hydrauliques peuvent être de quelques microns à quelques dizaines de microns, est en contact avec le composant électronique à refroidir. A ce niveau, le liquide se vaporise grâce à l'absorption du flux de chaleur dégagé par ce composant. Cela crée des ménisques dans les micro-canaux, maintenus grâce aux forces de tension de surface. La vaporisation provoque simultanément le pompage du fluide et le refoulement de la vapeur en direction du condenseur. Dans ce dernier, la vapeur en contact thermique avec la source froide se liquéfie.

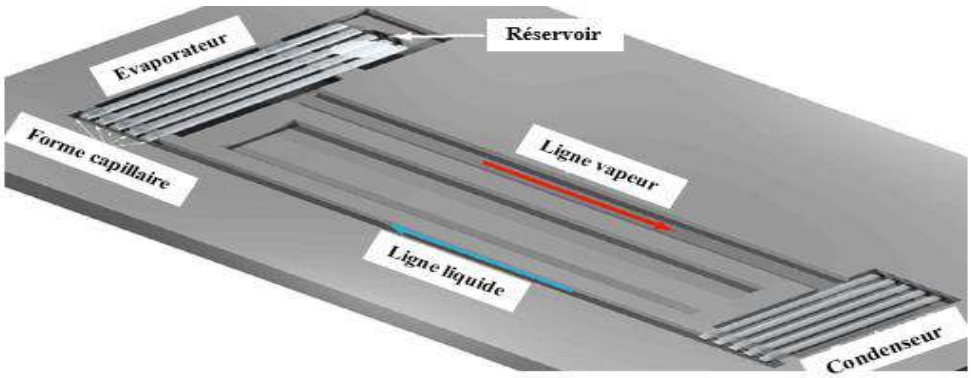


Figure 9. Micro-boucle diphasique à pompage capillaire [15].

Comme pour les boucles diphasiques de taille métrique, le réservoir permet d'absorber les fluctuations de pression et l'expansion du fluide durant le fonctionnement de la micro-boucle, notamment pendant les phases instationnaires (démarrage, sauts de puissance appliquée, etc.). Le réservoir fixe également les conditions de saturation du fluide à l'évaporateur et au condenseur. Dans ce type de système, le dimensionnement du condenseur s'avère crucial. Il doit répondre à des critères de compacité, limiter les pertes de charge et ne pas compromettre par ses instabilités intrinsèques la stabilité de la boucle complète. La condensation d'un fluide dans des micro-canaux fait l'objet de diverses études au laboratoire abordant ces différents aspects qui ne seront pas repris dans cette partie. [14]

I.7 Refroidissement par changement de phase

Parmi les méthodes efficaces pour augmenter la capacité thermique lorsque l'électronique fonctionne dans des conditions transitoires, consiste à inclure un matériau qui subit un changement de phase à une température souhaitable. Un changement de phase solide-liquide est le plus courant pour les systèmes qui nécessitent la réutilisation du matériau à changement de phase (PCM). L'énergie thermique requise pour faire fondre le PCM est souvent décrite comme la chaleur latente de fusion. Diriger la chaleur perdue de l'électronique dans le PCM peut entraîner un dissipateur de chaleur presque isotherme pendant que le PCM fond. La sélection d'un PCM pour l'utilisation dans le refroidissement de l'électronique nécessite de connaître la plage de températures attendues, cette température de fusion du PCM doit être suffisamment élevée pour que la fusion ne se produise que lorsqu'elle est nécessaire (figure10).

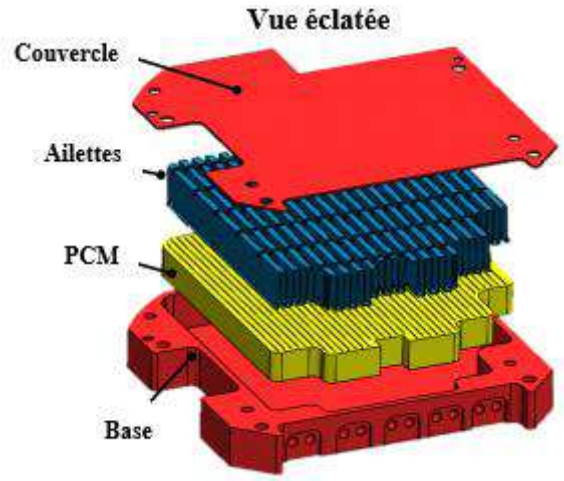


Figure 10. Schéma du dissipateur thermique avec PCM [17].

Les caractéristiques souhaitables d'un PCM solide-liquide comprennent [16] :

- La température de changement de phase doit se situer dans l’échelle voulue.
- Une grande chaleur latente.
- Bonne conductivité thermique.
- Une faible expansion de volume
- Non Inflammable, non explosif, chimiquement stable, non corrosif, et non toxique.
- Faible coût

Les PCM ont inconvénients, notamment une faible conductivité thermique, Ainsi que le volume d'expansion lors de la fusion, qui atteint de 8 à 15% du volume total. [17]

I.8 Refroidissement par effet Peltier

L'effet Peltier est une technique intéressante pour refroidir les composants électroniques. Il s'agit d'un circuit à deux connexions entre différents conducteurs ou semi-conducteurs, et l'application d'une tension de courant constante transférera la chaleur d'une intersection à une autre (figure 11). Ces effets thermoélectriques qui résultent du couplage entre le phénomène de conduction thermique et celui de conduction électrique sont connues sous le nom d'effet Seebeck. Si une différence de potentiel électrique est appliquée le circuit, un effet de réfrigération en résulte. La jonction froide se refroidit, et la jonction chaude se réchauffe. C'est l'effet Peltier sur lequel est basée la réfrigération thermoélectrique. Les refroidisseurs thermoélectriques peuvent être installés seuls ou avec un dissipateur de chaleur ou une unité de refroidissement, en fonction des besoins de refroidissement et de la place disponible.

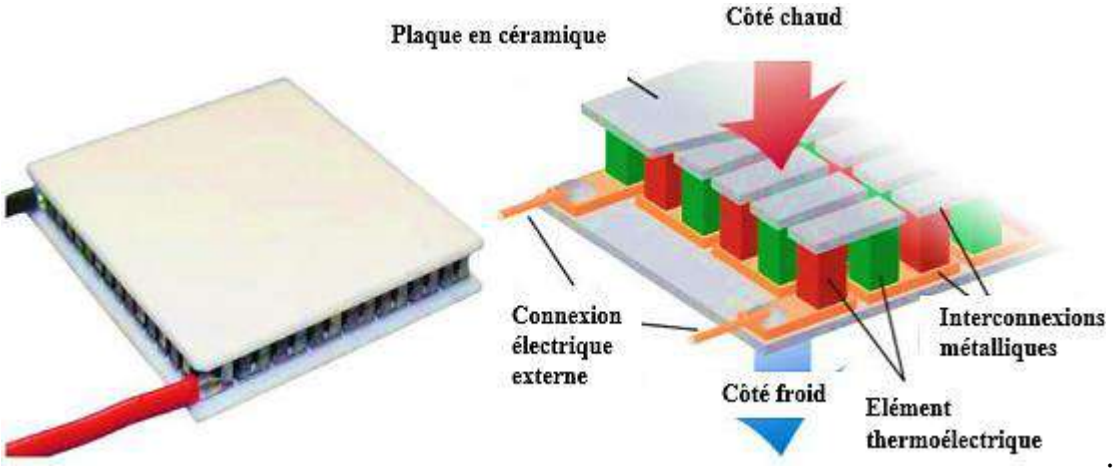


Figure 11. Croquis d'un module Peltier fonctionnant comme réfrigérateur [18].

Les avantages de ce type de refroidisseur sont :

- Pas de fluide de fonctionnement ni de pièce mobile.
- Petit de taille et poids léger.

Les inconvénients sont :

- Un bas coefficient de performance COP.
- Difficile d'atteindre une basse température.

I.9 Refroidissement par spray (spray cooling)

Le refroidissement par ***spray cooling*** (figure 12) est considéré comme une technique prometteuse pour évacuer la chaleur de façon uniforme [20]. Cette technologie consiste à pulvériser un liquide (de l'eau déionisée ou des fluides frigorigènes comme le PF-5060 et R134a) sur la surface chaude à refroidir. La pulvérisation peut être réalisée par la mise sous pression du liquide ou à l'aide d'air comprimé. Ainsi, cette technique joue un rôle important pour les applications de flux de chaleur élevés et est une des méthodes les plus efficaces de gestion thermique [2].

Trois modes de transfert de chaleur sont impliqués dans le refroidissement par spray [13]

- Le transfert de chaleur entre les gouttes et la surface chaude.
- Le transfert de chaleur par convection entre les gouttes et la phase gazeuse (réfrigérant et éventuellement de l'air) à l'intérieur de la chambre de pulvérisation.
- Le rayonnement de la paroi (négligeable, car il ne représente que 1,5 % de la chaleur totale dissipée).

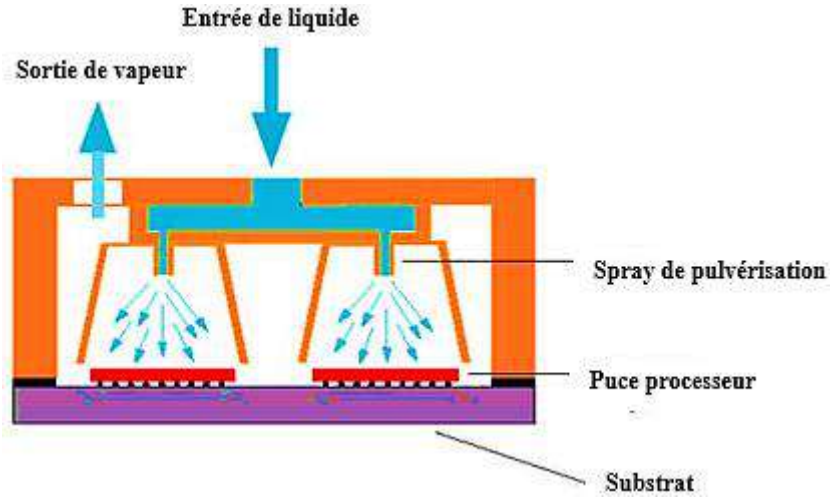


Figure 12. Mécanismes de transfert de chaleur en refroidissement par spray [19].

D'un point de vue global et technique, le spray cooling présente de nombreux avantages en particulier pour une application dans le domaine de l'électronique de puissance : [16]

- Évacuation d'un flux de chaleur important : au moins 50 % plus efficace qu'un système classique.
- Bon recouvrement spatial de la zone à refroidir.
- Permet un refroidissement à la demande et localisé.

- Utilisation de peu de liquide (par rapport aux systèmes à circulation de liquide ou par impaction simple de jet) impliquant une maintenance réduite.

La technologie spray cooling est encore aujourd'hui peu utilisée compte tenu de sa complexité apparente qui représentait un frein en comparaison des technologies classiques de type convection forcée ou autres. Les principaux désavantages sont :

- Complexité des injecteurs. Les injecteurs sont de plus très sensibles aux tolérances industrielles et à la qualité de réalisation. Deux injecteurs de mêmes caractéristiques peuvent avoir des jets relativement différents et ces caractéristiques peuvent évoluer dans le temps.
- Nécessité d'équipements pour le traitement et la condensation du liquide. Ces équipements augmentent généralement le poids des systèmes de refroidissement par spray cooling.
- Nécessité d'une pressurisation du liquide avant injection.
- Difficulté de réglage du système d'injection (distance composant/injecteur, propriétés dynamiques et granulométrique du spray)

Ce chapitre a tout d’abord, présenté les progrès de développement des systèmes électroniques dans les derniers temps, comme l’avait prédit Gordon Moore en 1965, co-fondateur de la société Intel, le nombre de transistors par circuit intégré de même taille double tous les 18 mois, depuis leur apparition dans les années 60 [1]. Par conséquent, le flux de chaleur dégagé par ces systèmes est en constante augmentation et l’étude thermique devient primordiale dès leur conception. L'objectif de cette démarche est de présenter l'ensemble des techniques de refroidissement, matures ou non, susceptibles de garantir la tenue thermique optimale des systèmes électroniques de puissance.

Après avoir examiné les technologies de refroidissement disponibles, la solution de refroidissement recommandée est les micro échangeurs de chaleur. Les technologies des échangeurs de chaleur à micro canaux parmi les solutions promoteur dans le refroidissement des composants électroniques. Ce système de refroidissement est facile à concevoir au niveau de laboratoire, rapide à installe et éliminé les risques de fuite présents dans le système. Les micro-échangeurs monophasiques, compacts et efficaces, sont particulièrement bien adaptés au refroidissement des composants de puissance.

CHAPITRE II

Technologie des systèmes de refroidissement à micro-canaux et à nano suspensions

Le micro échangeur de chaleur est l'une des technologies de refroidissement dans les applications électroniques les plus prometteuses en raison de ses avantages exceptionnels de coefficient de transfert de chaleur plus élevé, de taille et de volume par charge thermique plus faibles et de besoins en liquide de refroidissement inférieurs [21]. Ce système miniaturisé consiste généralement en un nombre des micro-canaux parallèles avec un diamètre hydraulique allant de 10 à 1000 µm.

En ce qui concerne les applications dans le domaine du transfert de chaleur, des études menées depuis une dizaine d'années ont montré que dans certaines conditions, l'ajout de nanoparticules dans un fluide comme par exemple des particules d'oxyde d'Aluminium (Al_2O_3), d'Oxyde de Titane (TiO_2) ...etc., dans l'eau pouvaient augmenter le transfert de chaleur par rapport au cas du corps pur (Eau), en modifiant de manière significative la conductivité thermique du fluide porteur. Différents modèles ont été élaborées en vue d'expliquer cette remarquable amélioration des transferts convectifs, mais la confrontation entre ces modèles pour évaluer la conductivité thermique effective des nano fluides montre que ces derniers n'approximent pas de façon satisfaisante les expériences réalisées sur les nano fluides avec différentes variétés de nanoparticules et de fluides porteurs tels que : eau, éthylène glycol.

Ce chapitre est composé de deux parties. La première partie présente une étude descriptive des micro-canaux, leur forme et leurs propriétés physiques et thermiques. La deuxième partie présente une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nano fluides et la convection mixte dans les canaux à l'aide d'ailette.

II.1 Échangeurs de chaleur à micro canaux

De nombreuses études de recherche pour éliminer la surchauffe dans les composants électroniques ont été développées à partir de mesures expérimentales. Une grande partie des recherches est concentrée sur les micro-canaux d'écoulement de fluide ayant une section transversale constante. Plusieurs chercheurs ont proposé des critères différents pour les mini canaux et les micro canaux. Serizawa et al. [22] ont décrit un critère de classification des micro canaux proposé par Suo et Griffith comme suit : [23]

$$\lambda \geq d_h \qquad \text{(II.1)}$$

λ : Constante de Laplace

d_h : Diamètre du micro canal

Mehendale et al [24] ont utilisé le diamètre hydraulique pour classer les micro-échangeurs de chaleur comme suit :

- Micro échangeur de chaleur : $1\ \mu m \leq d_h \leq 100\ \mu m$
- Miso échangeur de chaleur : $100\ \mu m \leq d_h \leq 1\ mm$
- Échangeur de chaleur compact : $1\ mm \leq d_h \leq 6\ mm$
- Échangeur de chaleur conventionnel $d_h > 6\ mm$

Kandlikar (2002) [25] a proposé une classification des micro canaux pour les applications monophasées et biphasées comme suit :

- Canaux conventionnels : $d_h > 3\ mm$
- Mini canaux : $3\ mm > d_h > 200\ \mu m$
- Micro canaux : $200\ \mu m > d_h > 10\ \mu m$

Obot et al [26] a proposé une autre définition arbitraire pour les micro-canaux qui consiste à considérer leur diamètre hydraulique inférieur à 1 mm.

II.2 Technologie innovante des micro échangeurs de chaleur

Dans la littérature, de nombreuses études de recherche ont été faites sur des dissipateurs de chaleur compacts, mais les résultats sont souvent divergents, vis-à-vis des apports de la miniaturisation sur le taux de transfert de la chaleur. [27] D'après ce qui a été enregistré dans de nombreuses recherches, tout dépend des conditions expérimentales et/ou des modèles utilisés.

II.2.1 Micro canaux rectangulaires

Tuckerman et Pease [21] ont étudié la capacité des micro-canaux à refroidir les circuits intégrés. Ils ont fabriqué un échangeur de $1 \times 1\ cm^2$ en silicium, composé de canaux de 50 µm de largeur formée par des ailettes de 50 µm d'épaisseur et de 302 µm de haut. Ils ont expliqué le concept de dissipateur de chaleur à micro-canaux et ont montré que la chaleur de 790 W/cm^2 pouvait être éliminée avec un refroidissement convectif forcé monophasé dans les micro-canaux. Ce taux de refroidissement était très élevé par rapport aux canaux à échelle conventionnelle qui ne pouvaient dissiper que jusqu'à 20 W/cm^2 de flux de chaleur rapporté par Keyes [28].

Missaggia et al [29] ont utilisé de l'eau monophasée dans un dissipateur de chaleur à micro-canaux composé de 11 micro canaux rectangulaires (D_h = 160 µm), pour refroidir un système des diodes laser bidimensionnelles à haute densité de puissance. Ils ont démontré

l'efficacité de refroidissement des diodes laser avec un taux d'élimination de 5 MW/m^2 et avec une augmentation de la température de la diode laser ne dépasse pas 40 °C. Cependant, une chute de pression de 5.1 bars a accompagné ce flux de chaleur élevé. Le phénomène de transfert de chaleur dans les micro-canaux a été étudié par de nombreux chercheurs dans la littérature.

Peng et Peterson [30] ont examiné le transfert de chaleur monophasé dans des micro-canaux rectangulaires parallèles en acier inoxydable en utilisant de l'eau. Ils ont examiné douze micro-canaux de différents diamètres hydrauliques de 133 à 367 µm avec la même longueur de micro canal de 45 mm sur une plage de nombre de Reynolds varie entre 136 à 794. Ils ont montré l'influence de ces diamètres sur le transfert thermique. Ils ont noté aussi que la forme des canaux n'a pas d'influence sur les régimes d'écoulement (laminaire ou turbulent). Ils ont constaté que le transfert thermique en régime laminaire dépend du rapport du diamètre hydraulique sur la distance qui sépare le micro canaux.

Harms et al [31] ont mené des expériences sur deux échangeurs de chaleur à micro canaux rectangulaires en silicium refroidie à l'eau déionisée avec un nombre de Reynolds tournant de 173 à 12900 ils ont des canaux simples et multiples avec un diamètre hydraulique de 404 µm, de rapport d'aspect 4 et 25 et de longueur de micro canal de 25 mm. Ils ont rapporté que le Nu expérimental local est majoritairement en accord avec les corrélations de développement de l'écoulement à travers les canaux proposés par Shah et London en régime laminaire.

Gao et al [32] ont présenté les effets d'entrée dans les micro-canaux rectangulaires en cuivre pour des valeurs de nombre de *Reynolds* autour de 200 à 3000. Les diamètres hydrauliques étaient compris entre 0,2 et 2 mm et les rapports d'aspect entre 0.004 et 0.04. L'eau désionisée était le fluide d'essai. Ils ont observé un bon accord du Nu mesuré avec les corrélations de débit en développement proposées par Shah et London pour des diamètres hydrauliques de 1 mm.

Lee et al [33] ont étudié le transfert de chaleur monophasé dans dix micro-canaux rectangulaires parallèles en cuivre de différents diamètres hydrauliques 318 à 903 µm pour un nombre de Reynolds variant de 300 à 3500, en utilisant de l'eau déionisée. L'incertitude expérimentale du nombre de Nusselt a été estimée entre 6 et 17 % (figure 13).

Les résultats sont désaccord avec l'ensemble des données disponibles pour les canaux à l'échelle conventionnelle dans la littérature. Cependant, ils ont trouvé un bon accord entre leurs résultats expérimentaux et leurs prédictions numériques où ils ont pu considérer les effets d'entrée.

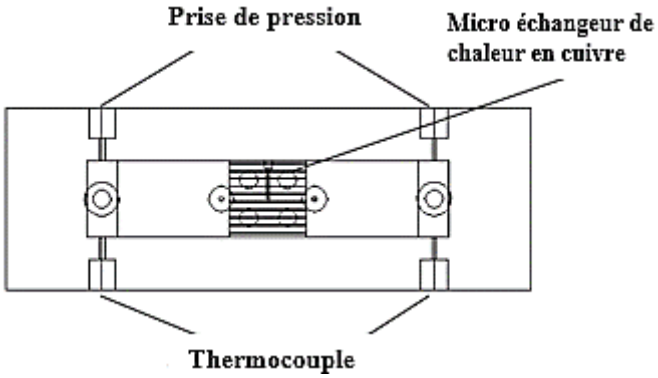


Figure 13. Schéma détaillé de la section de test [33].

Byongjoo Kim [34] ont proposé une étude empirique pour explorer la validité des corrélations théoriques basées sur des canaux de taille conventionnelle pour prédire les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur dans les micro-canaux. La résistance à l'écoulement et le comportement thermique de l'écoulement laminaire à travers 10 micro-canaux rectangulaires avec des diamètres hydrauliques de 155 à 580 μm et des rapports d'aspect de 0.25 à 3.8 aux nombres de Reynolds allant de 30 à 2500 ont été étudiés (figure 14). L'existence de deux régimes de transfert de chaleur a été vérifiée. À Re<180, les nombres expérimentaux de Nusselt étaient inférieurs aux valeurs théoriques et augmentaient rapidement avec le nombre de Reynolds.

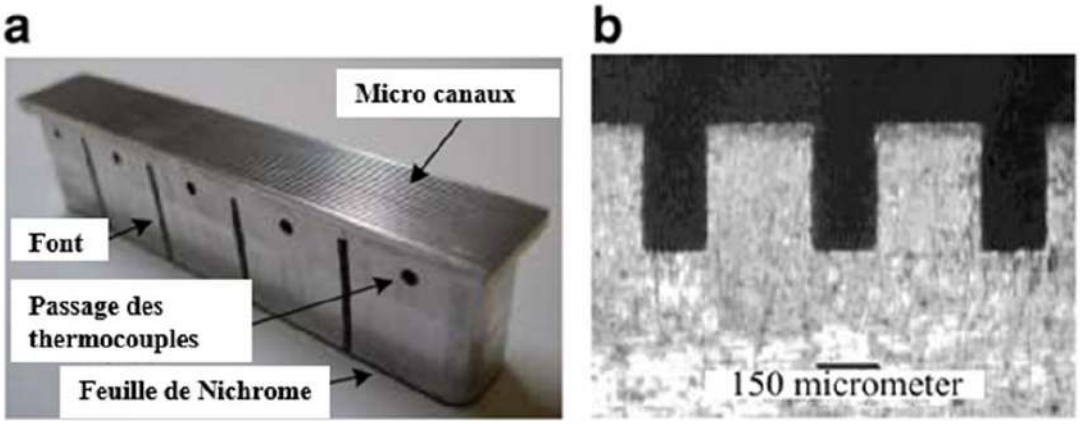


Figure 14. Vue de la pièce (a) photographie de micro échangeur de chaleur, (b) vue microscopique des micro-canaux [34].

Les nombres de Nusselt ont commencé à dépasser les valeurs théoriques pour Re>180, cependant, son taux d'augmentation avec le nombre de Reynolds a considérablement ralenti. Dans cette région, la valeur théorique du nombre de Nusselt a été jugée raisonnable comme estimation pour les rectangles micro-canaux lorsque le rapport (hauteur/largeur > 1).

II.2.2 Micro canaux ondulé

Chamanroy et al [35], ont présenté des résultats numériques détaillés comparant différentes formes géométriques de dissipateur thermique à micro canaux (Figure 15). Ils ont analyse, les performances de dissipateur thermique à micro canaux rectangulaire et de dissipateur thermique à micro canaux ondulé en présence des ailettes à picots et ailettes ondulées pour des nombres de Reynolds allant de 100 à 1000 et les résultats obtenus sont comparés au dissipateur thermique à micro canaux rectangulaire lisses. Dans les cas étudiés, le dissipateur thermique à micro canaux ondulé avec des ailettes ondulées montre une amélioration de 0,17 à 1,95 fois le coefficient de transfert de chaleur et une augmentation de 5,1 à 13,6 fois la perte de charge par rapport au dissipateur thermique à micro canaux lisses.

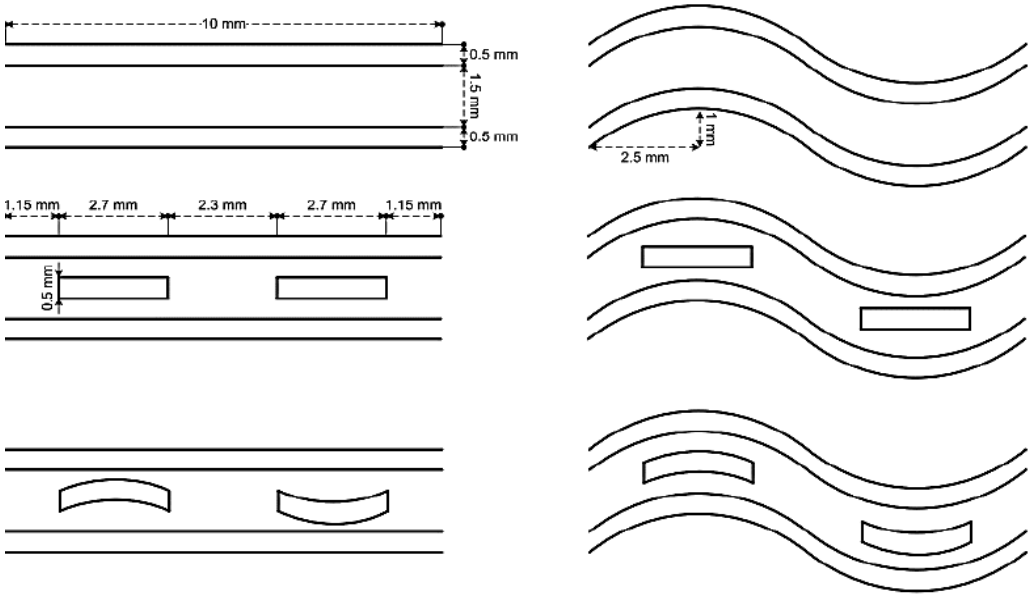


Figure 15. Différentes configurations et dimensions détaillées des formes géométriques de dissipateurs thermique à micro canaux [35].

Guodong Xia et al [36] ont réalisé une investigation numérique (3D) (figure16) sur l'amélioration thermique d'un dissipateur à micro-canaux avec des ondulations trapézoïdales sur les parois internes des canaux. Des simulations ont été faites pour différents rapports de distance de nervure/diamètre hydraulique (e/Dh), l'écoulement est considéré laminaire avec un nombre de Reynolds qui varie entre (100 à 300), des corrélations de Nu et f ont été proposées

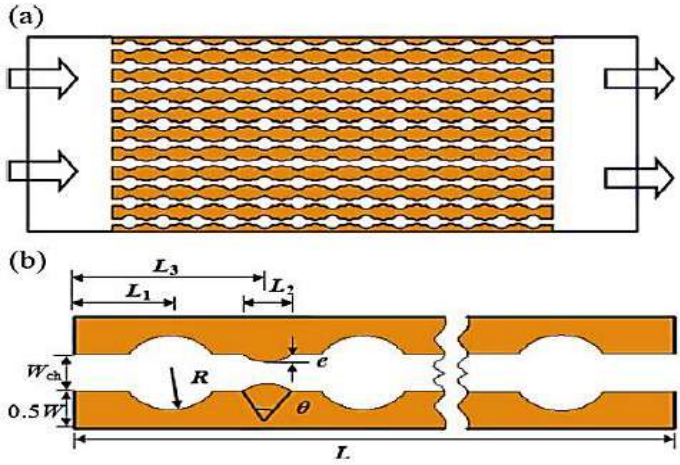


Figure 16. Structure d'un micro dissipateur thermique parallèle
(a) le domaine numérique, (b) configuration étudiée [36].

Ils ont obtenu une amélioration du nombre Nu de 1,3 à 3 fois et avec une augmentation de 6,5 fois du facteur de friction par rapport aux canaux rectangulaires.

II.2.3 Micro canaux à plusieurs étages

Pankaj Srivastava et al [37] ont étudié numériquement les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermiques dans les micro échangeur de chaleur à un étage et à bi-étage avec et sans plaques de bifurcation (figure 17). Cette étude a été réalisée en utilisant un package open source basée sur la méthode des volumes finis Open FOAM pour Re allant de 50 à 900. Les résultats montrent que le micro échangeur de chaleur à bi-étage présente également de bonnes performances par rapport à un étage en termes de température de surface de la paroi inférieure, qui est plus basse et plus uniforme, ce qui est essentiel pour la fiabilité de tout système thermique. Cependant, les plaques de bifurcation agissent comme un obstacle dans la zone d'écoulement et offrent donc une chute de pression importante et augmentent la puissance de pompage.

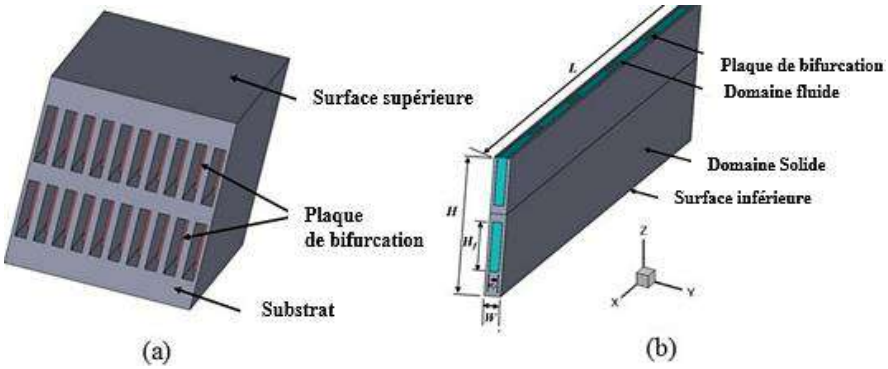


Figure 17. Micro échangeur de chaleur (a) Micro canal à double étage avec bifurcation et (b) domaine de calcul [37].

Ercan M. Dede et Yan Liu [38] ont présenté les résultats d'une étude expérimentale et numérique d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux à plusieurs passages pour des applications à flux de chaleur élevé (figure 18). La résistance thermique et la perte de charge de dissipateur de chaleur à micro-canaux à plusieurs passages sont déterminées pour une gamme de Reynolds de $1070 < Re < 6370$, en utilisant un liquide de refroidissement éthylène-glycol / eau monophasée. Les dimensions globales de dissipateur de chaleur à micro-canaux à plusieurs passages illustrés sur la figure 18 sont de $70 \times 70 \times 3.5$ mm.Un orifice de jet central de diamètre de 2.5 mm a été sélectionné pour maintenir une faible chute de pression. Les résultats de l'étude confirment la pertinence de l'approche démontrée et les effets de l'architecture des micro-canaux de branchement multi passage sur les performances du dissipateur de chaleur à micro-canaux.

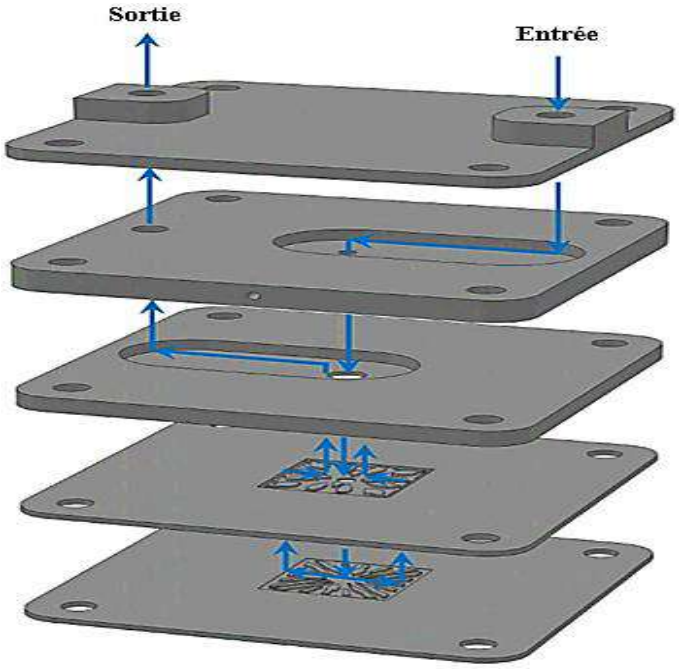


Figure 18. Une vue séparée de l'ensemble dissipateur de chaleur, qui montre une structure interne et un dissipateur de chaleur à micro-canaux à plusieurs passages [38].

H. Shen et al [39] ont proposé un nouveau dissipateur de chaleur à micro canaux à double étage en forme X (X-DMHS) pour augmenter les performances du dissipateur de chaleur à micro canaux à double étage rectangulaire traditionnel (P-DMHS) voir figure 19. Le régime d'écoulement global et les performances thermiques de l'écoulement parallèle et les arrangements à contre-courant sur les X-DMHS sont étudiés et pour Re allant de 250 à 600.

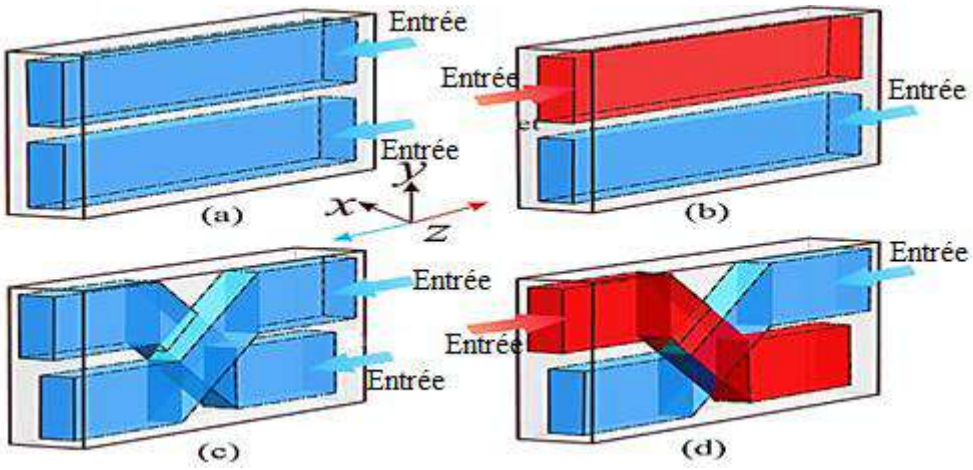


Figure 19. Diagramme schématique des directions d'écoulement : (a) écoulement parallèle dans le P-DMHS ; (b) contre-courant dans le P-DMHS ; (c) écoulement parallèle dans les X-DMHS ; (d) contre-courant dans les X-DMHS [39].

La génération d'entropie dans le deuxième principe de la thermodynamique est également analysée quantitativement. Les résultats montrent que la conception offre un nombre de génération d'entropie plus élevé et une meilleure uniformité thermique sur le substrat, ce qui signifie que les X-DMHS proposés peuvent contrôler les gradients thermiques de manière plus importante.

II.2.4 Micro canaux à rainures

Guilian Wang et al [40] ont présenté un dissipateur de chaleur à micro-canaux avec des nervures et des rainures à micro-échelle pour le refroidissement des puces (figure 20). Les nervures et rainures à micro-échelle sont en SU-8 et de Si, respectivement, et fabriquées au moyen de différents processus de micro-usinage de surface. L'efficacité de refroidissement des micro-canaux rainurés est comparée à celle des micro-canaux rectangulaires lisses conventionnels grâce à des approches expérimentales et numériques pour le nombre de Reynolds compris entre 100 et 1000. Les résultats indiquent que le nombre Nusselt de micro-canaux rainurés peut être de 1.11 à 1.55 fois celui d'un micro-canal lisse. Néanmoins, l'utilisation de nervures et de rainures à micro-échelle entraîne une chute de pression élevée. Ainsi les micro-canaux rainurés avec des hauteurs de nervures relatives de 0.6, 0.73 et 0.85, le facteur de friction apparent est plus de 0.38 fois, 2.16 fois, 4.09 fois au-dessus du micro-canal lisse, respectivement.

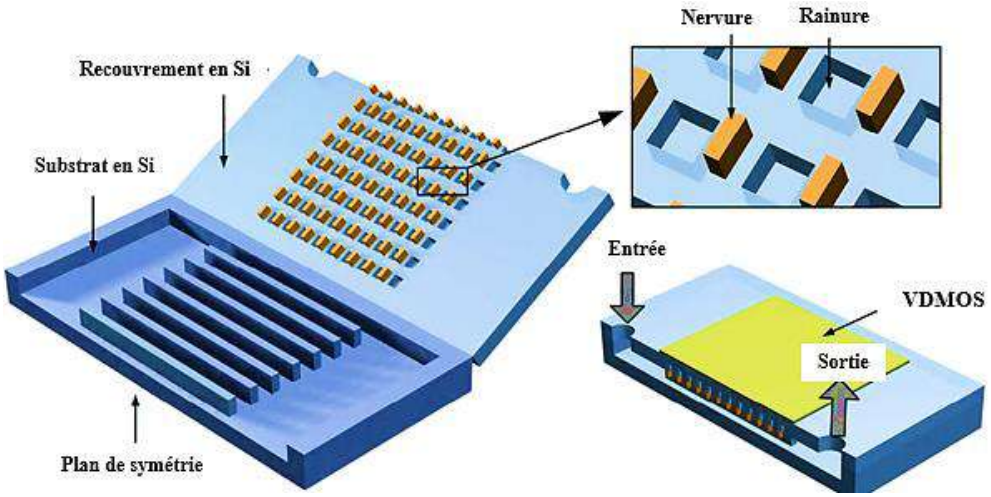


Figure 20. Schéma d'un demi-micro échangeur de chaleur
avec des nervures et des rainures à micro-échelle [38].

Liu Minghou et al [41] ont effectué une étude expérimentale du transfert de chaleur d'un écoulement dans deux cas de micro dissipateurs de chaleur à picots en forme de losange, avec deux dimensions de picots (559 et 445 µm), avec un espacement de passage fluide respectivement de (0.241 et 0.355 µm) voir figure 21. Le fluide de refroidissement est l'eau pure, l'écoulement est considéré monophasique à faible nombre de Reynolds qui varie de 60 à 800. Les données expérimentales ont montré que, dans les deux cas, la dissipation de chaleur pourrait atteindre une densité de flux 283 W/cm^2 à un débit de 57.225 l/h et une température de parois de 73.4 °C.

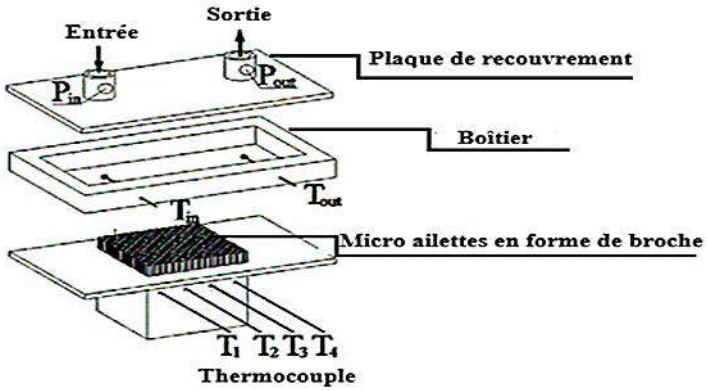


Figure 21. La structure du dissipateur de chaleur à micro-ailette carré étudiés [41].

Shou-Shing Hsieh et al [42] ont présenté une étude expérimentale sur l'amélioration du transfert de chaleur ont été menées sur une variété de micro-canaux rugueux pour un écoulement laminaire à 3 ≦Re≦ 25 avec de l'eau DI comme fluide de refroidissement. Cinq différentes ailettes rugueuses discrètes, qui étaient circulaires, de forme carrée, triangulaire,

elliptique et hexagonale, ont été utilisées dans les micro-canaux avec un rapport d'aspect (hauteur sur largeur) de la section transversale du canal de 0.25 (Figure 22). Le micro-canal à surface lisse avait une longueur de 30 cm, une largeur de 200 μm et une hauteur de 50 μm, ce qui crée un diamètre hydraulique de 80 μm pour l'étude.

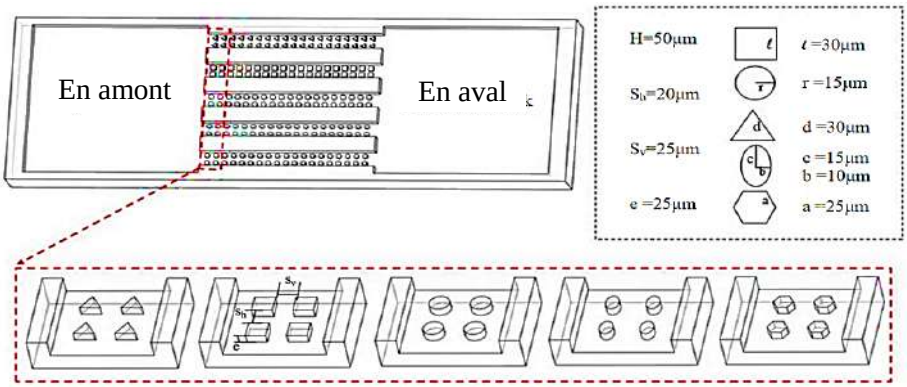


Figure 22. Schémas des structures d'ailettes en forme broches [42].

Les résultats de la performance de refroidissement en termes de facteur d'amélioration par rapport à ceux d'un micro-canal lisse ont montré que les surfaces carrées rugueuses avaient la meilleure amélioration de transfert de chaleur suivie par l'ellipse, cercle, l'hexagone et triangle par rapport à celle d'une surface lisse.

II.3 Écoulement des nano fluides dans les micro canaux

Des fluides conventionnels, tels que l'eau, l'huile à moteur et l'éthylène glycol sont normalement utilisés comme fluides caloporteurs. Bien que diverses techniques soient appliquées pour améliorer le transfert de chaleur, les performances de transfert de chaleur plus faibles de ces fluides conventionnels entravent l'amélioration des performances et la compacité des échangeurs de chaleur. L'utilisation des particules solides comme additif en suspension dans le fluide de base est une technique pour l'amélioration du transfert de chaleur. Les nano fluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (métalliques ou non métalliques) dans un fluide de base comme l'eau, l'éthylène glycol, l'huile synthétique, etc. L'amélioration de la conductivité thermique des fluides conventionnels par la suspension des particules solides, telles que des particules de taille millimétrique ou micrométrique, est bien connue depuis plus d'un siècle [43]. Selon la littérature, il existe de nombreuses recherches numériques et expérimentales intéressantes également axées sur le transfert de chaleur et l'écoulement des nano fluides à l'échelle micro.

II.3.1 Propriétés thermiques des nano fluides

Pour surmonter le problème de sédimentation des suspensions, Choi et ses collègues [44] ont introduit le concept de nano fluide en 1995 au Laboratoire National d'Argonne de l'université de Chicago. Sous une taille critique des particules solides, on a vu que la sédimentation est compensée par le mouvement brownien. Classiquement, ces nanoparticules ont des tailles qui n'excèdent pas 50 nm et leur concentration volumique ne dépasse pas 10 %. Les nano particules couramment utilisées sont constituées de matériaux métalliques ou non et de nanotubes de carbone [45]. Les premières nanoparticules, qui, dispersées dans un liquide porteur, constituent des nano fluides ont été synthétisés à la fin des années 90. Depuis d'autres familles ont été synthétisées et testées. Leur synthèse répond au besoin d'améliorer les propriétés thermiques en y insérant une phase solide de conductivité thermique très élevée [45].

Une récente revue effectuée par Zahmatkesh et al [46] récapitules les principaux résultats publiés de l'effet de la forme des nanoparticules (figure. 23) sur la performance hydrothermale des systèmes thermiques utilisant des nano-fluides performances de transfert de chaleur.

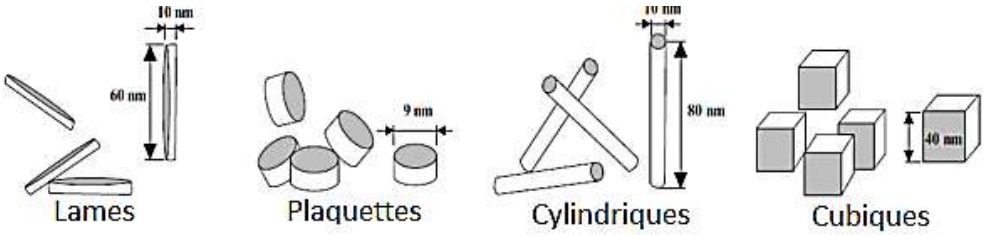


Figure 23. Différentes formes des nanoparticules [46].

Cependant, la plupart des travaux en régime de convection mixte ont rapporté le taux de transfert de chaleur le plus élevé pour la nanoparticule en forme de lame. Ils ont montré, dans la plupart des études dans les régimes de convection naturelle et forcée, la nanoparticule de type plaquettaire a conduit aux meilleures.

II.3.2 Etat de l'art sur les nano fluides

Nous présentons ici les différentes études expérimentales et numériques disponibles dans la littérature, qui représentent les caractéristiques de transfert de chaleur des nano-fluides dans les échangeurs de chaleur à micro-canaux et leurs impacts sur l'amélioration de refroidissement des composants électroniques chauffant. Une synthèse des résultats scientifiques publiés sont détaillés ci-dessous :

L. S. Maganti et al [47] ont rapporté une étude expérimentales et numériques approfondies sur une conception spécifique d'un micro échangeur de chaleur en PMCS de trois différentes configurations d'écoulement (U, I et Z) implémentée sur un dissipateur de chaleur pour refroidir un microprocesseur moderne (figure 24).

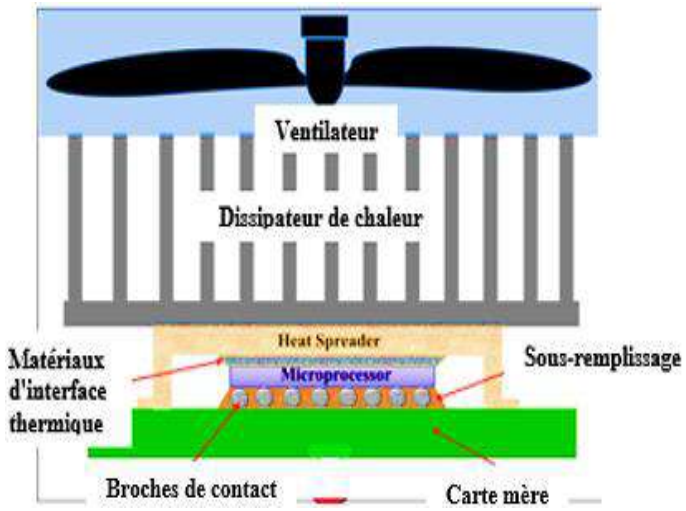


Figure 24. Dissipateur thermique avec configurations parallèles des micro-canaux utilisant des nano fluides [49].

Cinq types différents de nano fluides a été utilisé dans cette étude, à savoir l'oxyde d'aluminium, l'oxyde de cuivre, l'oxyde de silicium, le CNT et le graphène pour améliorer le transfert de chaleur dans le micro échangeur de chaleur ainsi que la diminution de la température de microprocesseur. Les résultats montrent que la configuration Z avec utilisation de nano fluide présente la meilleure solution.

Hasani et al [48] ont étudié expérimentalement et numériquement les influences de différentes interruptions de l'ailette sur les attributs de transport d'un dissipateur de chaleur électronique refroidi par nano fluides avec une configuration en chevrons. L'eau et le nano fluide à base d'eau avec des nanoparticules Al_2O_3 à des fractions volumiques de 0, 0.5, et 1% sont testés comme fluide de refroidissement en régime d'écoulement laminaire pour des nombre de Reynolds inférieur à 900 (figure 25). Les résultats expérimentaux et numériques montrent que l'utilisation de nano fluides à base d'eau améliore le coefficient de transfert de chaleur avec une certaine pénalité dans la chute de pression. Cependant, l'effet net des nano fluides à base d'eau fournit un indice de performance de 4.4 à 35.5 %, Il s'agit donc bien d'indicateur de l'efficacité nano-fluide dans le dissipateur thermique.

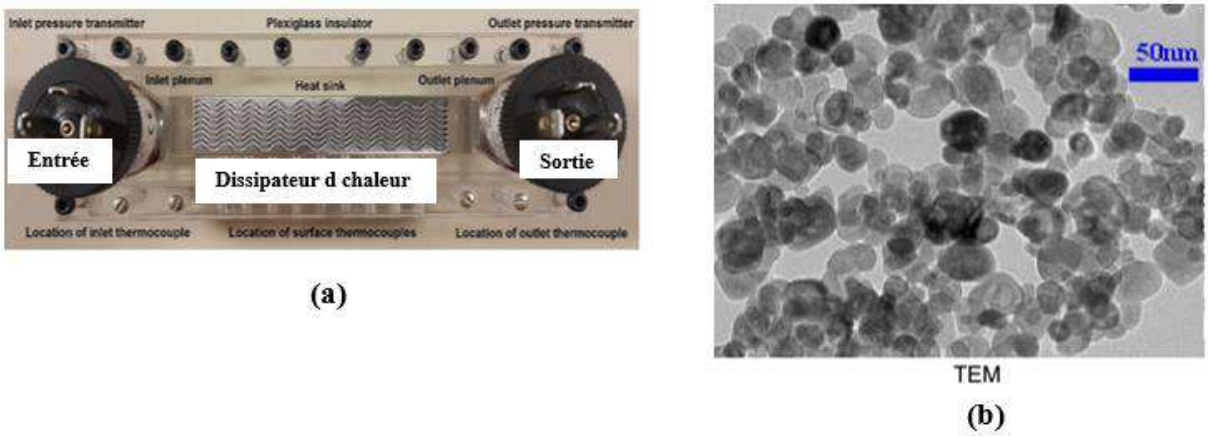


Figure 25. (a)Photo du dissipateur thermique à refroidissement liquide avec configuration d'ailette en forme de chevron (b) Image TEM du nano-fluide Al_2O_3 [48].

Z.X. Li et al [49] a travers une étude expérimentalement, ils ont mesuré le transfert de chaleur par convection dans un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidir par un nano fluide de carbone-acétone avec un débit de 0.05 à 2 l/min et une fraction volumiques comprises entre 0.025 et 0.1. Ils ont constaté que le carbone-acétone NF peut augmenter la valeur le coefficient de transfert thermique d'environ 73 %. De plus, une légère augmentation du facteur de frottement et des valeurs de chute de pression a été observée en raison de l'augmentation des forces de frottement des particules liquides et de la viscosité. Ils ont identifié que l'amélioration du transfert de chaleur était due aux phénomènes de micro-échelle tels que le mouvement brownien et la thermophorèse.

V. Kumar, J. Sarkar [50] ont présenté l'effet du rapport de mélange de particules dans le nano fluide hybride sur la performance du dissipateur thermique à mini canaux est analysé expérimentalement**.** Le dissipateur de chaleur, en aluminium, contient neuf mini-canaux rectangulaires parallèles ayant une section transversale de 1 mm × 3 mm avec une longueur de 30 mm (figure 26). La concentration totale de 0,01 % en volume de nanoparticules d'Al_2O_3 et de MWCNT pour divers rapports de mélange (10:0, 8:2, 6:4, 4:6, 2:8 et 0:10) est utilisée pour synthétiser des nano fluides hybrides à base d'eau. Différents paramètres tels que le débit volumétrique (0.17–0.5 LPM), la température d'entrée du fluide (20–40 °C) et le flux de chaleur (8.3 W/cm^2) sont pris en compte. Le nano fluide hybride Al_2O_3-MWCNT actuel est également comparé aux nano fluides hybrides disponibles dans la littérature sur la base des propriétés de transport thermo physique et hydrothermales. Le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt, la chute de pression et le facteur de friction augmentent avec une augmentation de la fraction MWCNT dans les nano fluides hybrides.

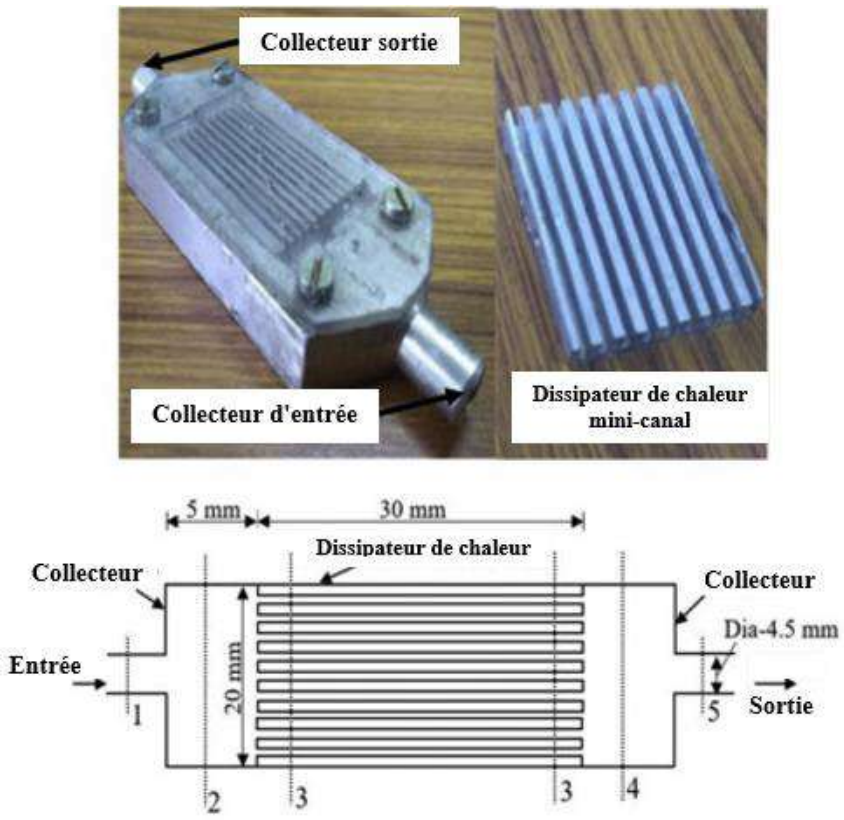


Figure 26. Photo du dissipateur thermique à mini-canaux avec son schéma [50].

C.J. Ho et al [51] ont fait une étude expérimentale est arrangée pour étudier l'efficacité de refroidissement du flux d'émulsion nano-PCM à base d'eau dans les dissipateurs thermiques multicanaux avec des mini-canaux rectangulaires parallèles et divergents. Les particules de Neicosane d'une taille de 130 nm sont considérées comme les nanoparticules de matériau à changement de phase (PCM). Les effets de différents paramètres, notamment le débit volumétrique du fluide de travail, le flux de chaleur, le nombre de Reynolds et la fraction massique des nanoparticules de PCM sur la température adimensionnelle de la paroi, le nombre de Nusselt, la chute de pression et le coût de la performance sont étudiés. Le taux de transfert de chaleur et le nombre de Nusselt sont améliorés et la température de la paroi sans dimension diminue en ajoutant les nanoparticules de PCM au fluide de base et en augmentant la fraction massique de nanoparticules pour les deux canaux. La valeur COP diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente pour les deux mini-canaux parallèles et divergents.

V. A. Martínez et al [52] ont étudié l'écoulement laminaire pour ($200 \leq Re \leq 1200$) d'un nano fluide à base d'eau dans des micro canaux rectangulaires avec une section fixe de 283 µm et trois hauteurs différentes 800 µm, 600 µm et 400 µm. De plus, ils ont analysé la concentration de nanoparticules de TiO_2 dispersées < 6 nm sur les performances thermiques et hydrauliques des dissipateurs de chaleur avec les micro canaux. L'analyse numérique a nécessité l'utilisation

de modèles expérimentaux de la viscosité et de la conductivité thermique par rapport à la concentration de nanoparticule de TiO_2 de 1 et 3 %. Les résultats montrent que l'utilisation de nano fluides et la réduction de la hauteur des micro canaux favorisent le transfert de chaleur à de faibles nombres de Reynolds, une amélioration qui diminue à mesure que ce paramètre augmente.

Y. Hadad et al [53] ont développé un modèle numérique pour prédire les performances du dissipateur thermique. En raison de l'effet significatif des collecteurs d'entrée et de sortie (distributeur et collecteur) sur les performances hydrauliques et thermiques du dissipateur de chaleur, le modèle numérique les inclut. Le modèle a été validé pour les performances hydrauliques et thermiques à l'aide de données expérimentales. Le profil de température de l'interface puce-base était très différent des dissipateurs de chaleur parallèles typiques. En accord avec les résultats d'optimisation, il est évident que la chute de pression diminue de 45% sans changement significatif des performances thermiques. De plus, les résultats de l'analyse des effets montrent que le rapport d'aspect du canal a la contribution la plus significative à la chute de pression. Le dissipateur thermique optimisé correspond à une amélioration de 80% par rapport à la conception prédéfinie.

II.3.3 Techniques pour améliorer la stabilité des nano fluides

Il existe certaines techniques chimiques et physiques qui peuvent être utilisées pour modifier la surface des nanoparticules afin d'obtenir un nano fluide stable en deux étapes. La stabilité du nano fluide dépend de la nature des nanoparticules ainsi que du fluide de base.

Les nanoparticules peuvent être de nature hydrophobe ou hydrophile et les fluides de base peuvent être polaires ou non polaires. Les nanoparticules hydrophiles telles que les nanoparticules d'oxydes sont facilement dispersibles dans les fluides de base polaires comme l'eau et les nanoparticules hydrophobes telles que les nanotubes de carbone (NTC) sont dispersibles dans les fluides de base non polaires comme les huiles sans nécessiter aucun troisième composant. Mais, lorsqu'il est nécessaire de disperser des nanoparticules hydrophiles et hydrophobes dans des fluides de base polaires, l'addition des surfactants est nécessaire pour stabiliser les nano fluides. Quelques exemples des surfactants sont donnés dans le tableau 1.

***Tableau 1**. Liste des différents types de surfactants* [56]

Type	Exemple
Anionique	Sodium dodecylbenzene sulphonate (SDBS), Sodium dodecyl sulphate (SDS), Potassium lauryl sulphate, Sodium stearate etc...
Cationique	Cetyl trimethyl ammonium bromide (CTAB), Benzalkonium chloride, Cetrimonium chloride,
Non ionique	Gum arabic (GA), Polyoxyethylene (10) nonyl phenyl ether, Stearyl alcohol

Les surfactants agissent comme un pont entre les nanoparticules et les fluides de base, ce qui crée une continuité entre les nanoparticules et les fluides de base [54,55]. Diverses combinaisons des surfactants et des nano suspensions rapportées dans la littérature ont été répertoriées dans le tableau 2.

***Tableau 2**. Les combinaisons des divers nano fluides et surfactants*

Nanoparticules/Fluide de basse	Surfactants	Références
Cu/Eau	SDBS	54
Al_2O_3/Eau	SDBS	54
Noir de carbon/Eau	SDS	55
TiO_2/Eau	SDS	56

De nombreux articles de recherche ont été publiés sur le refroidissement des composants électroniques en utilisant des micro échangeurs de chaleur. Dans la première partie, notre étude bibliographique indique que l'augmentation du rapport surface sur volume d'un micro-canal conduit à penser que les forces de surface jouent un rôle prépondérant sur l'écoulement pour de très petite taille de canaux.

La partie suivante expose une détermination de l'effet des nanoparticules dans les fluides afin d'améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur des micro canaux pour assurer un bon refroidissement. À travers l'analyse de différents aspects des travaux publiés dans la littérature sur le refroidissement des composants électroniques en utilisant les nano suspensions comme fluides caloporteurs, de nombreux paramètres caractérisant ces nanoparticules peuvent avoir un effet notable sur les valeurs des paramètres thermo physiques du nano fluide obtenus (la nature des nanoparticules, leur taille, la fraction volumique ϕ, la conductivité du fluide de base et celle des nanoparticules, la température du milieu, etc.) [57]. Le but de ces travaux est d'obtenir un accroissement du transfert de chaleur véhiculé par le nano suspension comparée à celui qui serait véhiculé par le seul fluide porteur [57].

CHAPITRE III

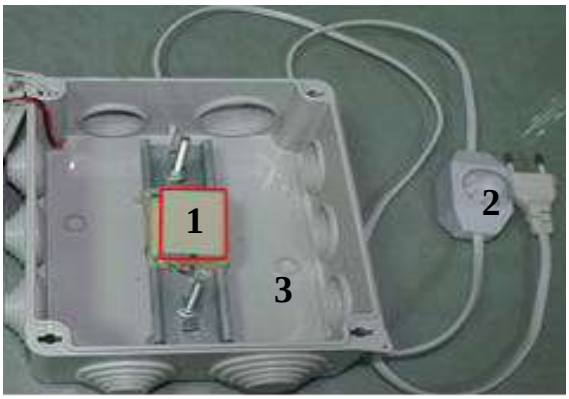
Réalisations et résultats expérimentaux

Ce chapitre présente la configuration et les procédures expérimentales utilisés pour l'évaluation et la comparaison des performances de deux procédés de refroidissement des composants électroniques. Cette approche a été concrétisée par la conception et la réalisation d'un banc d'essais utilisant deux types de dissipateurs de chaleur à air et un micro-échangeur à base de nano-suspensions de TiO_2.

Dans les tests du micro échangeur de chaleur à refroidissement liquide, l'utilisation d'un nano suspensions à base de nanoparticules d'oxyde de titanium est introduite pour améliorer le transfert de chaleur dans les micro canaux. Notre étude a aussi porté sur la préparation de nano-suspensions stables à base de TiO_2 qui requiert l'utilisation de méthodes chimiques (ajout des surfactants ou des groupes fonctionnels hybrides) et/ou physiques (mélangeage à ultrasons). Ce type de solution suscite un grand intérêt sur les applications de refroidissement électronique. Cela, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques. Les différents dissipateurs testés sont présentés avec une description détaillée pour terminer par une comparaison de leurs performances.

III.1 Description de la cellule chauffante et métrologie

Le banc d'essais, utilisé dans le présent travail, est constitué d'un composant chauffant en céramique (figure 27) de dimension 40 x 20 mm et d'une épaisseur de 5 mm. Ce dernier est placé sur une isolation en polyuréthane qui est fixée sur une raille métallique au milieu d'un boitier parallélépipédique de dimension 180 x 130 x 100 mm.



1. Composant chauffant 2. Variateur de puissance 3. Boîtier

Figure 27. Photo de la cellule contenant le composant chauffant avec le régulateur de puissance.

La production de chaleur est effectuée par effet Joule contrôlée par un courant électrique alternatif qui traverse l'élément chauffant. Après avoir mesuré le courant I et la tension U aux bornes de l'élément chauffant, la production de chaleur générée par l'élément chauffant Ṗ est calculée comme suit :

$$\dot{P} = I \times U \qquad \text{(III.2)}$$

Les conditions opératoires des mesures sont effectuées sur les voltages de 90, 150 et 220 volts qui correspondent aux puissances de 50, 80 et 120 W. Ces dernières permettent la génération des températures maximales de 100, 130 et 160 °C, respectivement. Il est à signaler que la température est uniforme sur la surface supérieure de la source de chaleur.



Figure 28. Photo d'une pompe péristaltique
de type ISMATEC Ecoline VC280.

Pour contrôler le débit du liquide de refroidissement, ont utilisé une pompe péristaltique de type ISMATEC Ecoline VC280 comme le montre la photo de la figure 28. Cette pompe est capable de délivrer des débits de liquide varié de 100 à 5400 mL/min. Le diamètre du tube utilisé est de 8 mm et d'épaisseur de 1.6 mm, dans le quelle en fait circule des débits de nano suspension allant de 100 à 400 mL/min.

III.1.1 Systèmes de mesure de la température et de la pression

Les thermocouples font partie des capteurs de température les plus courants dans l'industrie. Leurs avantages certains les rendent largement utilisés. Ci-dessous, la liste des thermocouples les plus courants ainsi que leur composition. Le thermocouple est aussi un capteur très robuste. Bien que les thermocouples ne soient pas aussi précis que les sondes résistives, ils le sont suffisamment pour un grand nombre d'applications. De plus, les thermocouples sont plutôt bon marché et leur circuit de mesure ne nécessite pas de courant d'excitation.

***Tableau 3**. Descriptions des différents types de thermocouple [58]*

Type	**Fil positif**	**Fil Négatif**
B	70 % Platine	96 % Platine
	30 % Rhodium	6 % Rhodium
E	Chromel	Constantan
J	Fer	Constantan
K	Chromel	Alumel
N	Nicrosil	Nisil
R	87 % Platine	Platine
	13 % Rhodium	
S	90 % Platine	Platine
	10 % Rhodium	
T	Cuivre	Constantan

Il existe plusieurs types de thermocouples, chacun optimisé pour différentes applications. Les noms sont pour la plupart très courts, souvent réduits à une seule lettre comme les types K, R, S, J, N, etc. Lors de nos expériences nous avons utilisé des thermocouples de type K d'une précision de ± 0.5 °C. Pour le contrôle de la température du nano suspension à l'entrée de micro échangeur de chaleur on est contraint d'utiliser un bain thermostaté. Les pertes de pression à travers le micro échangeur de chaleur sont mesurées à l'aide de deux manomètres de pression modèle Ritherme EN 837-1 illustré à la figure 29.



Figure 29. Photo de manomètre de pression
de type Ritherme EN 837-1.

La mesure des pressions s'effectue par la lecture sur les cadrans des deux manomètres placés à l'entrée et à la sortie de micro échangeur pour évaluer les pertes de charges induites par la forme

et la géométrie du micro dissipateur. Par contre, la lecture des températures mesure par les thermocouples s'effectue par acquisition numérique via un Data Logger.

III.1.2. Description du système d'acquisition de données

Les températures mesurées en fonction du temps sont enregistrées par un Data Logger-de type Hydra 2700 comme le montre la figure 30, capable de gérer jusqu'à 48 thermocouples en même temp. La communication entre le data logger et le PC s'effectue via un câble de type RS232.



Figure 30. Photos du Data Logger type Hydra 2700
face avant et face arrière

La figure 30 montre la photo de l'avant et de l'arrière du data logger. L'avant permet une utilisation manuelle et autonome du dispositif grâce à l'afficheur LCD. La partie arrière permet de connecter les différents thermocouples ainsi que le branchement série avec le microordinateur.

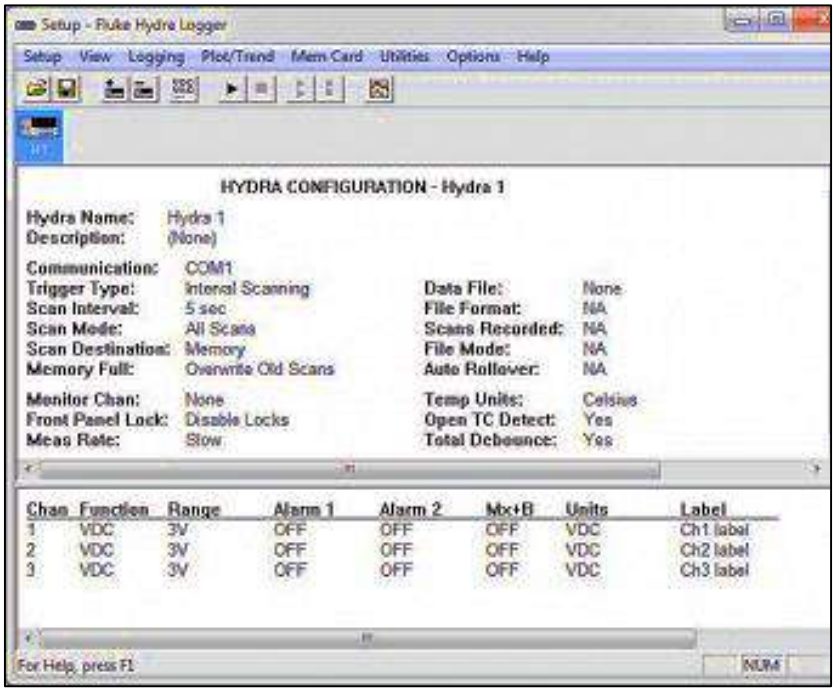


Figure 31. Photo de l'interface graphique du Data Logger.

Une fois que les signaux issus des capteurs thermocouples sont numérisés par le data logger, le microordinateur par le logiciel de type HyperTerminal prend en charge leur acquisition et leur mémorisation sous formes de données numériques dans des fichiers de type tableurs (Par exemple Excel) comme le montre l'image de la figure 31.

III.2 Protocole expérimental

L'ensemble de l'étude expérimentale a été réalisée au niveau de l'UDES, elle consiste à l'évaluation des performances d'un système de refroidissement à air forcé et d'un système de refroidissement par un micro-échangeur dont le fluide caloporteur est une nano-suspension de particules. Les différentes étapes du protocole expérimental sont illustrées sur la figure ci-dessous.

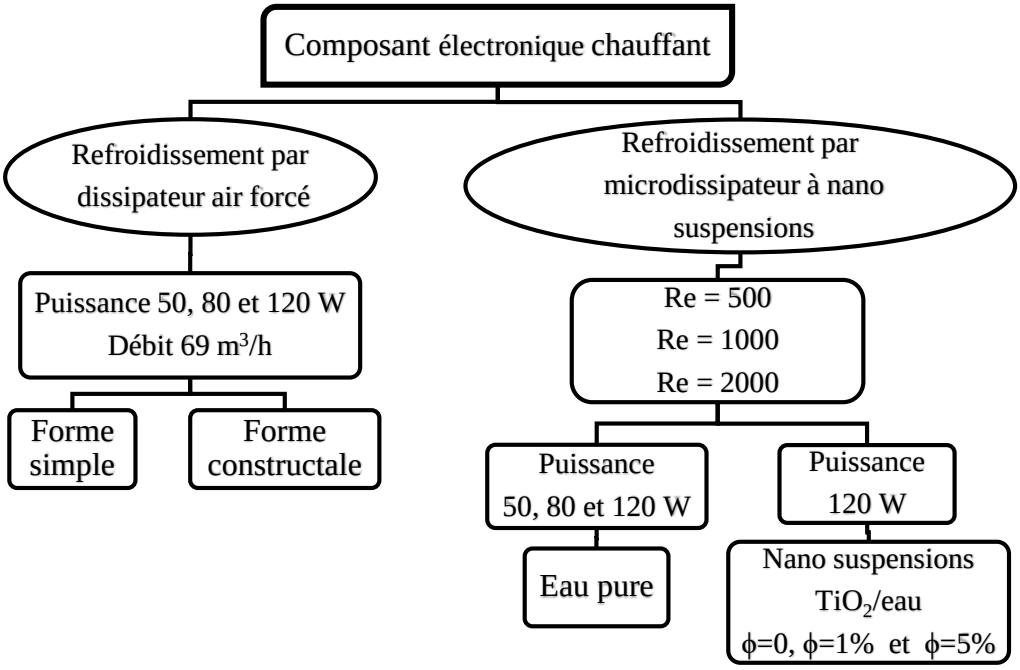


Figure 32. Organigramme descriptif de l'ensemble des tests expérimentaux réalisés pour refroidir le composant électronique chauffant.

L'organigramme de la figure 32 récapitule l'ensemble des détails régissant les différentes expériences réalisées, à savoir le refroidissement du composant électronique chauffant par un dissipateur de chaleur à air et le refroidissement à base de nano suspensions. Pour chacun des deux cas on fixe les puissances et les débits lors des mesures expérimentales des températures du composant électronique. Il est à noter que la notion de débit dans le cas du micro échangeur à base de nano suspension de TiO_2 sont présentés sous forme de Reynolds où trois concentrations φ de nanoparticules sont prises en compte φ = 0 %, 1 % et 5 %.

III.2.1 Description du banc expérimental par air forcé

Le choix de deux dissipateurs de forme simple et de forme constructale a été dicté principalement par le paramètre de disponibilité sur le marché algérien. Les deux dissipateurs sont constitués de la même matière qui est l'aluminium et de surfaces d'échange pratiquement égales. Le premier dissipateur thermique à ailettes, de forme géométrique simple, est constitué de 70 ailettes de dimension 2 x 1.5 x 8 mm, placées au centre du dissipateur. Autour de celles-ci, une rangé de 10 ailettes de dimension 4 x 1.5 x 8 mm sont situées sur chacun des quatre côtés du dissipateur. L'ensemble des ailettes est positionné sur une base de 35 x 35 mm et une épaisseur de 2 mm. Les ailettes de dissipation sont séparées par un vide de 1.5 mm dans l'une des directions et de 2 mm dans l'autre direction comme le montre la photo de la figure 33. La superficie totale occupée par le dissipateur S_A est de 2665 mm².

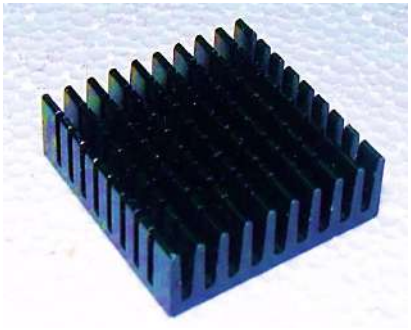


Figure 33. Photo du dissipateur de chaleur de forme simple.

Le second dissipateur thermique à ailettes, de forme constructale représenté dans la photo de la figure 34, a une superficie totale S_B = 2445 mm². Il est composé de 12 rangés d'ailettes longitudinales. Sur chacun des quatre côtés, sont placées six ailettes de type épingle avec une hauteur de 4 mm et six autres ailettes avec une hauteur de 1 mm. Également, sur deux côtes, sont disposées douze ailettes d'une longueur de 23 mm.

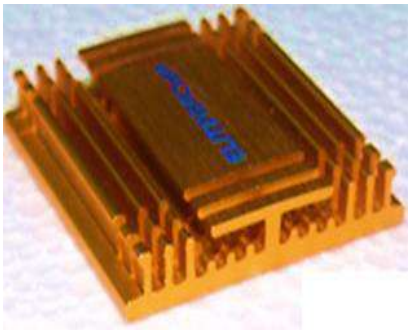


Figure 34. Photo du dissipateur de chaleur de forme constructale.

Au milieu du dissipateur, une ailette dorsale d'une longueur de 23 mm est positionnée avec une épaisseur de 2 mm. Au-dessus de cette dernière repose une ailette parallélépipédique de dimension 23 x15 x 1 mm et deux ailettes horizontales de largeur 15 x 2 x 1 mm borde cette dernière. L'ensemble des ailettes est positionné sur une base de 35 x 35 x 2 mm avec des séparations par des rainures de 2 mm. La convection forcée est assurée par le ventilateur de la figure 35, dont le débit d'air libre est de 69 m^3 / h.

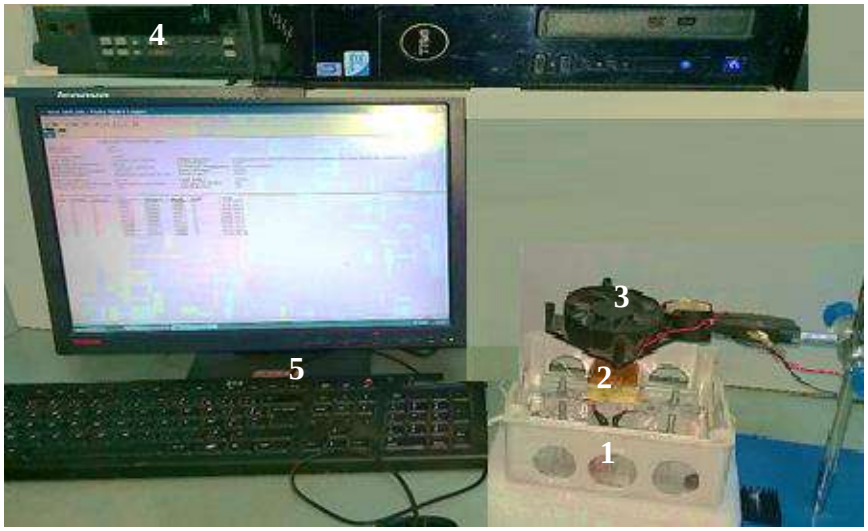


Figure 35. Photo d'un ventilateur de type axial
dont le débit d'air libre est de 69 m^3 / h.

Le ventilateur est axial de 70 mm de diamètre, alimenté par une source de tension continue de 12 V et génère un jet d'air impactant. La direction d'écoulement du ventilateur est sélectionnée en fonction de la géométrie du dissipateur thermique et des contraintes au niveau du système de refroidissement afin que la combinaison offre une résistance thermique minimale. Ce genre de dissipateurs utilise des combinaisons ventilateur-dissipateur de chaleur qui sont largement utilisées dans les systèmes électroniques compacts où la densité de puissance est relativement élevée et où l'espace de refroidissement est limité.

➢ *Protocole de mesure*

La cellule chauffante de la figure 27 permet d'obtenir trois puissances électriques à partir de trois voltages de 150, 180, 220 volts qui correspondent respectivement aux puissances de chauffage de 50, 80 et 120 W. Ces puissances génèrent des températures à la surface du composant chauffant sans refroidisseurs qui atteignent respectivement de 100, 130 et 160 °C. À travers l'utilisation d'un dissipateur de chaleur de forme simple et d'un second de forme constructale on maintien la chaleur du composant chauffant au-dessous de la température de 80 °C.



1 Cellule chauffante 2 Dissipateur de chaleur 3 Ventilateur 4 Data Logger 5 Micro-ordinateur

Figure 36. Photo de l'ensemble du banc expérimentale du système de refroidissement à air de la cellule chauffante.

Le suivi des différents tests de refroidissement est assuré par un système d'acquisition de données directement relié à un microordinateur via une interface de type data logger sur le port série RS232 comme illustré sur la figure 36. Le microordinateur permet de visualiser et d'enregistrer l'ensemble des mesures relevées sur le banc expérimental durant un intervalle de temps égale à 30 secondes, les mesures sont issues des trois thermocouples de type K placés comme c'est détaillé dans le schéma de la figure 37.

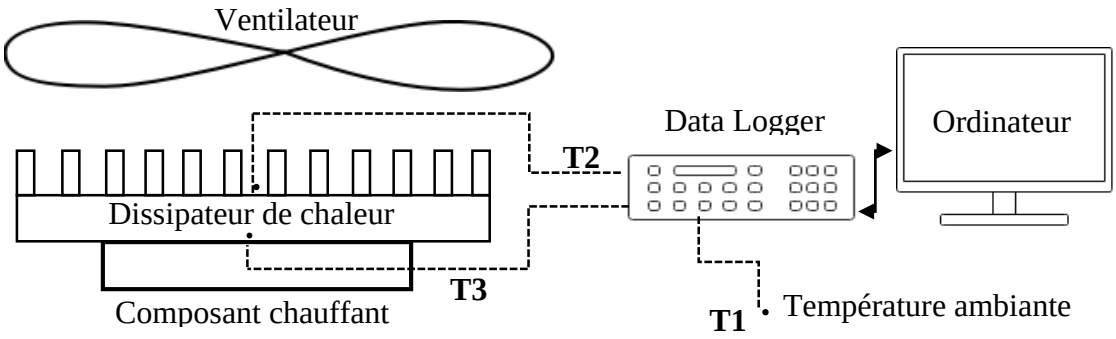
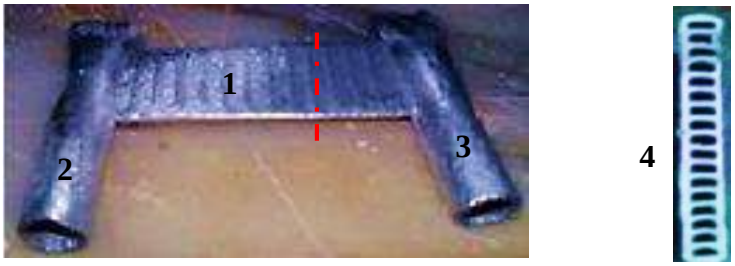


Figure 37. Schéma descriptif du dispositif expérimental avec emplacement des trois thermocouples.

Le thermocouple T1 est placé de telle sorte qu'il puisse mesurer la température ambiante, le second thermocouple T2 est placé dans le composant chauffant et le troisième thermocouple T3 est placé sur la surface supérieure du dissipateur de chaleur. La plage d'erreur de mesure du thermocouple était de ± 0.1 °C.

III.2.2 Description du banc de refroidissement par nano suspensions de TiO_2

La non disponibilité dans le commerce de micro-échangeur de chaleur à liquide, on a été contraint de concevoir et de fabriquer un prototype dont les détails sont décrits dans les figures 38 et 39. La figure 38 présente une photo du micro changeur réalisé (a) avec sa coupe transversale (b) mettant ainsi en évidence les micro canaux. Il est constitué de 17 micro-canaux de section rectangulaire d'aluminium de 1 mm de hauteur, de 0.7 mm de largeur et de 40 mm de longueur. L'entrée et la sortie du micro-échangeur sont deux collecteurs de forme circulaire, et de diamètre hydraulique de 5 mm.



(a) (b)

Figure 38. Photos du micro-échangeur de chaleur (a) et de sa coupe transversale (b)
(1) dissipateur de chaleur (2 et 3) Collecteurs (4) Micro-canaux

Le fluide caloporteur de refroidissement circule du premier collecteur d'entrée puis passe dans les micros canaux et sort part le second collecteur comme illustré dans la figure 39).

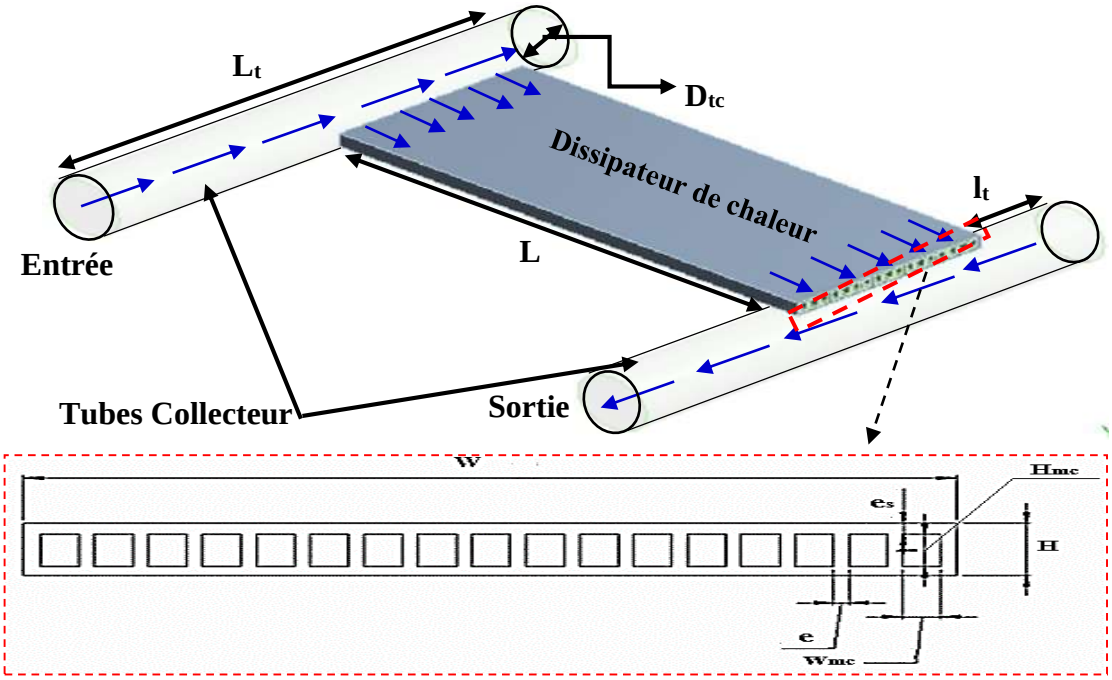


Figure 39. Schémas caractéristiques de micro échangeur de chaleur.

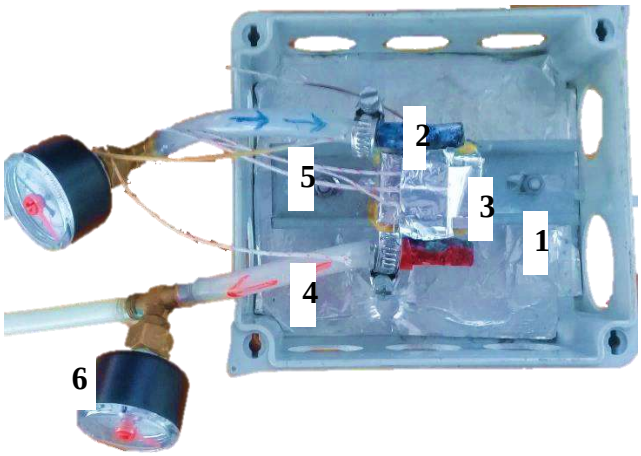
Les valeurs des différentes dimensions du micro échangeur de chaleur décrit dans la figure 39 sont résumés dans le tableau 4.

***Tableau 4**. Dimensions géométriques du micro échangeur de chaleur*

Élément du micro échangeur	**Dimension (mm)**
Longueur de plaque (L)	40
Largeur de plaque (w)	16
Hauteur de plaque (H)	1.63
Diamètre de tube collecteur (D_{tc})	0.5
Longueur de tube collecteur (L_{tc})	40
Hauteur canal (H_{mc})	1
Largeur canal (w_{mc})	0.7
Demi-épaisseur du solide (e_s)	0.35

➢ *Protocole de mesure*

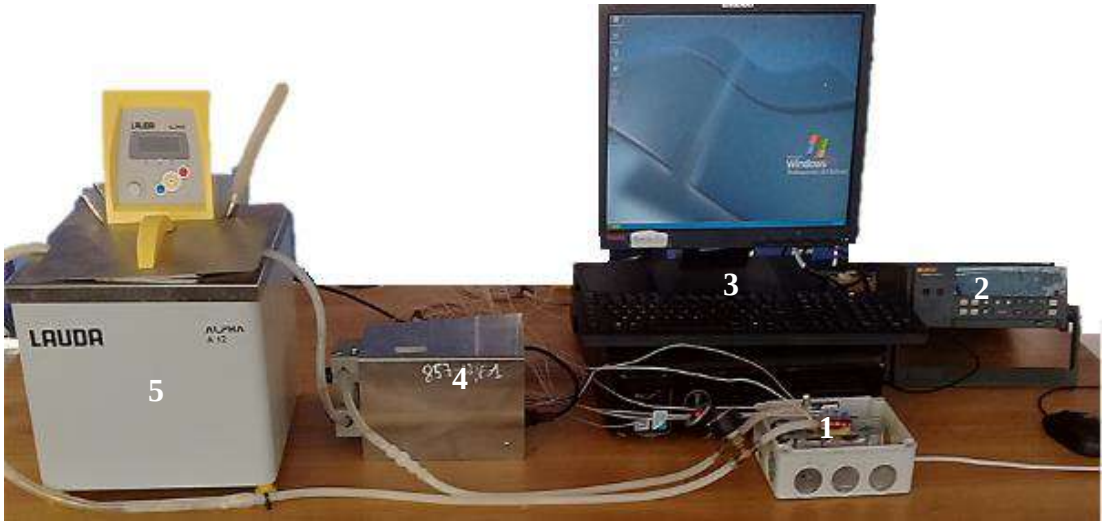
Au cours de l'expérimentation de système de refroidissement par nano suspension, nous avons maintenu l'utilisation de la cellule chauffante d'écrit au par avant dans la figure 27 et avec les mêmes puissances testées par le système de refroidissement à air. Sauf qu'ce niveau, nous avons échangé le système de refroidissement à air forcé par un notre à nano suspensions, utilisant un micro échangeur de chaleur (Figure 40).



1 Support de la cellule 2 Micro heat exchanger 3 Composant chauffant
4 Tube d'alimentation 5 Thermocouples 6 Manomètres

Figure 40. Photo du système de refroidissement par nano suspensions, (UDES, 2018).

La figure 40 est une photo descriptive des différentes parties expérimentales montées autour du composant chauffant. On y trouve dans la partie centrale le composant chauffant sur lequel est placé le micro échangeur de chaleur. Deux tubes en plastiques arrivent sur l'entrée et la sortie du micro échangeur de chaleur sur lesquelles sont connectés deux manomètres. Plusieurs thermocouples sont placés de façon à mesurer les différentes variations de température dans le système comme indiqué dans les figures 37 et 42. Le système de refroidissement utilisé est constitué d'un bain thermostatique qui alimente la section d'essai en nano suspensions aqueuse à base de particules de TiO_2 à des concentrations massiques de 0, 1 et 5 %.



1 Micro échangeur de chaleur 2 Data logger 3 Micro-Ordinateur 4 Pompe péristaltique 5 Bain thermostatique

Figure 41. Photo de l'ensemble du dispositif expérimental du système de refroidissement par nano suspension de la cellule chauffante.

La température de la suspension à l'entrée de l'échangeur étant fixée à 25 °C grâce à une pompe prostatique qui régule le débit d'écoulement en circulation dans le micro-échangeur de chaleur. Un système d'acquisition de données permet via un datalogger de connecter l'ensemble du système à un ordinateur permettant ainsi la visualisation et l'enregistrement les températures mesurées dans des fichiers (Figure 41).

Durant les tests, le suivi des mesures de la température du système de refroidissement est effectué par huit thermocouples de type K comme représenté dans la figure 42. Trois d'entre eux sont placés comme suit : T1 est placé à l'entrée du micro échangeur de chaleur, T2 à sa sortie et T3 au milieu de la surface extérieure de composant chauffant. Trois autres thermocouples, T4, T5, T6 sont placés sur la longueur du micro-canal espacés de 20 mm. Le thermocouple T7 est placé à l'air ambiant et T8 est introduit dans le bain thermostatique.

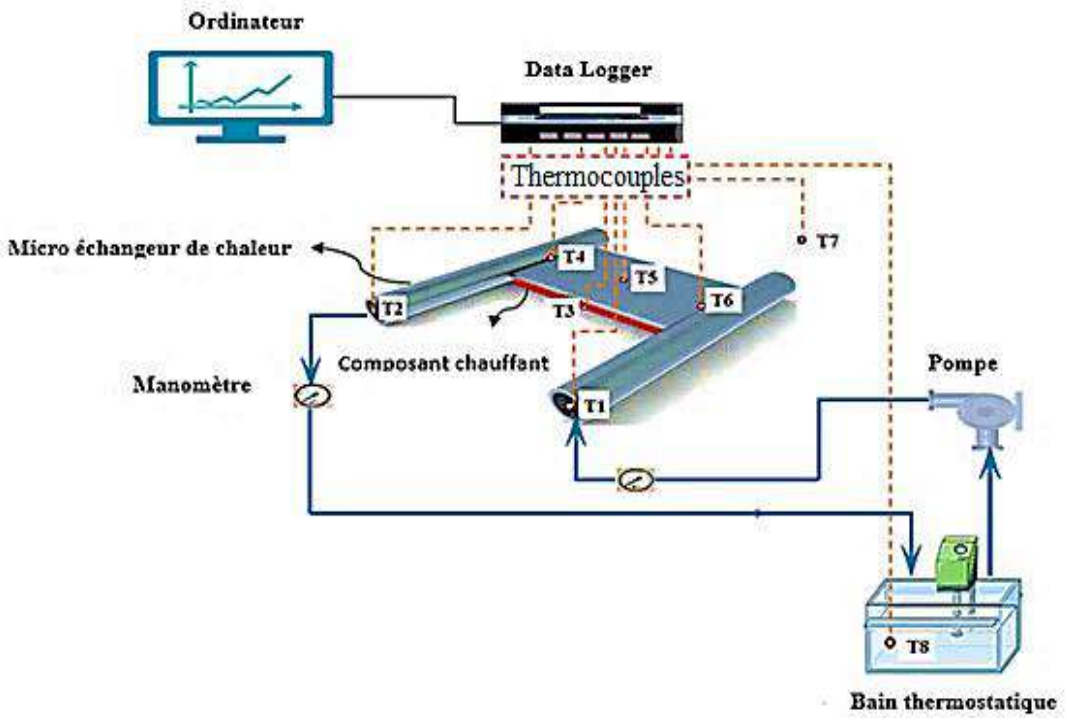


Figure 42. Représentation schématique de l'emplacement des thermocouples et de manomètres de pression dans le banc d'essai.

Afin de s'assurer de la stabilité du système de refroidissement et de l'influence des nano suspensions sur le circuit de fluide de refroidissement, nous avons entrepris la mesure de la pression de ce dernier. À cet effet, nous avons utilisé deux manomètres ayant une plage de 0 à 2 bars installés à l'entrée et la sortie des modèles de micro-échangeurs de chaleur pour la mesure de la différence de pression dans le micro échangeur.

Le lancement des expérimentations commence le réglage du variateur de tension du composant chauffant aux valeurs de 90, 150 et 220 volts qui correspondent respectivement aux puissances de 50, 80 et 120 W. Pour chacune des tensions, sont considérés trois débits d'écoulement des différents fluides caloporteurs du nano suspensions à 0.1 l/min qui correspond à un Reynolds de 500, 0.5 l/min qui correspond à un Reynolds de 1000 et 1 l/min qui correspond à un Reynolds de 2000. Les tests sont effectués durant un temps de séjour de 30 mn pour les trois concentrations de nano suspensions de 0, de 1 et de 5 %. Les prises de mesure sont effectuées avec un pas de temps de 30 s. La température ambiante tout au long de la phase expérimentale varie entre 24 et 25 °C. Il est à noter qu'avant de recommencer une nouvelle expérience, le composant chauffant est mis hors tension jusqu'à la température initiale.

III.2.3 Sélection du nanoparticule

Pour le refroidissement des éléments chauffant, la conductivité thermique du liquide de refroidissement est une propriété très importante dans le développement de systèmes économiques en énergie. L'ajout de nanoparticules dans un liquide de base améliore la conductivité thermique selon la fraction volumique. La sélection des nanoparticules, puis leur préparation à travers le mélangeage avec un fluide de base est l'une des principales tâches dans cette étude. Les nanoparticules de dioxyde de titane TiO_2 utilisés sont obtenues de chez BIOCHEM Chemo Pharma Algérie [59]. Les principaux facteurs qui ont permis de à choisir les nanoparticules sont la disponibilité, le faible coût, la conductivité thermique, le temps de séjour en suspension dans le liquide de base pour éviter le plus possible la séparation de phase et une agglomération minimale.

III.2.3.1 Caractérisation du nanoparticule par diffraction des rayons X

La nanoparticule utilisée est de type dioxyde de titane TiO_2 fourni par l'entreprise BIOCHEM Chemo Pharma. À l'échelle du nanomètre, le TiO_2 peut se présenter sous une grande variété de formes et varient selon la structure cristalline (anatase, rutile...), la taille, la morphologie et la présence d'un enrobage ou non. Les principales caractéristiques physicochimiques sont déterminées par diffraction des rayons X [59]. La diffraction des rayons X (DRX) est une technique d'analyse non destructive permettant d'identifier les différentes phases cristallines d'un matériau ainsi que leurs proportions relatives et les tailles de leurs domaines cohérents de diffraction.

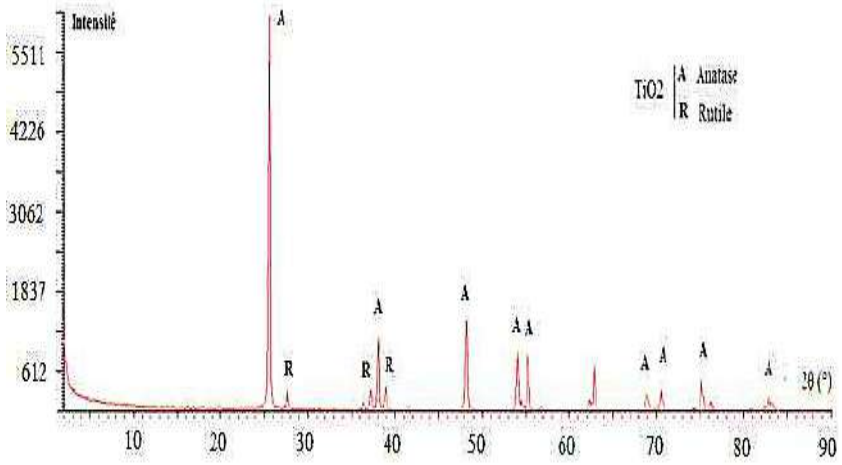


Figure 43. Spectre de diffraction-RX des particules de TiO2 fourni par le Laboratoire Biochem [59]

L'analyse du TiO_2-Biochem par diffraction des rayons X révèle l'existence de la forme prédominante anatase (90 %) vis à vis du rutile (10 %) [59]. Ces formes sont représentées dans le spectre de la figure 43. [59]. Le tableau 5 regroupe les valeurs des tailles des grains déduits à partir des spectres DRX.

***Tableau 5**. Valeurs des tailles des grains des formes prédominantes du TiO_2 [59]*

Nanoparticules		**b (°)**	**2θ (°)**	**d_{pm} (nm)**	**V_p (nm^3)**
TiO_2 Biochem	Anatase	0.0289	26,63	49	61 569.60
	Rutile	0.0366	27,76	39	31 043.61

La loi de Scherrer permet de relier directement les raies de diffraction à la taille moyenne des nano particules du nano suspensions [59].

$$d_p = \frac{K\,\lambda}{b\,\cos\theta} \qquad \text{(III.3)}$$

Où d_{pm}: taille moyenne des particules; K: constante de Scherrer, égale à 0,9; b: la largeur angulaire du pic de diffraction, en radian; θ: angle de Bragg en radian; λ: longueur d'onde du rayonnement, en Å et V_p le volume des particules

***Tableau 6**. Propriété de nanoparticule du TiO_2 [59]*

Propriétés	**Nanoparticle**
Diamètre de la particule, d_{pm}	48 nm
Conductivité thermique, k	8,4 W/m K
Chaleur spécifique, C_p	710 J/kg K
Densité, ρ	4157 kg /m^3
Pureté	99.5 (%)
Surface spécifique	4.61 m^2/g

On considère que la taille moyenne des nano particules solides dans les nano suspension sont sphériques [59]. La poudre de TiO_2 est composée des nanoparticules dont les propriétés sont données dans le tableau 6.

III.2.3.2 Préparation des nano suspensions aqueuses

La préparation du nano suspensions et la dispersion des nanoparticules dans le fluide de base préparé selon les techniques décrites dans la littérature. Pour obtenir des nano suspensions avec des nanoparticules dispersées de manière homogène, une stabilité et un mélange approprié sont requis dans certaines conditions environnementales. Il existe de nombreuses méthodes utilisées pour la préparation des nano suspensions, qui peuvent être classées en deux classes primaires en fonction du nombre d'étapes impliquées lors de leur préparation. D'une manière générale, la dispersion des nanoparticules dans un liquide de base peut être effectuée selon deux méthodes :

La méthode en une seule étape qui combine la production de nanoparticules de TiO_2 avec la synthèse de nano fluides. Plusieurs techniques sont utilisées dans cette méthode tel que :

- Les nanoparticules de TiO_2 sont directement produites par la technique de dépôt physique en phase vapeur (PVD) ou par condensation des nanoparticules de la phase vapeur dans un fluide à basse pression de vapeur qui est appelé VEROS (évaporation sous vide sur un substrat d'huile en marche) [60].
- Lo et al. [61] ont présenté un nouveau système pour préparer des nano suspensions en utilisant la technique SANSS (Submerged Arc Nanopartic Synthesis System) dans laquelle une tige en titane pur est chauffée par un générateur d'arc électrique génère un arc pulsé élevé dans la plage de température de 5000 à 20000 K qui évapore la tige de titane déployée avec un peu de fluide de base. SANSS est un moyen efficace d'éviter l'agglomération des nanoparticules et aide à produire une dispersion uniforme des nanoparticules dans l'eau d'ionisée.

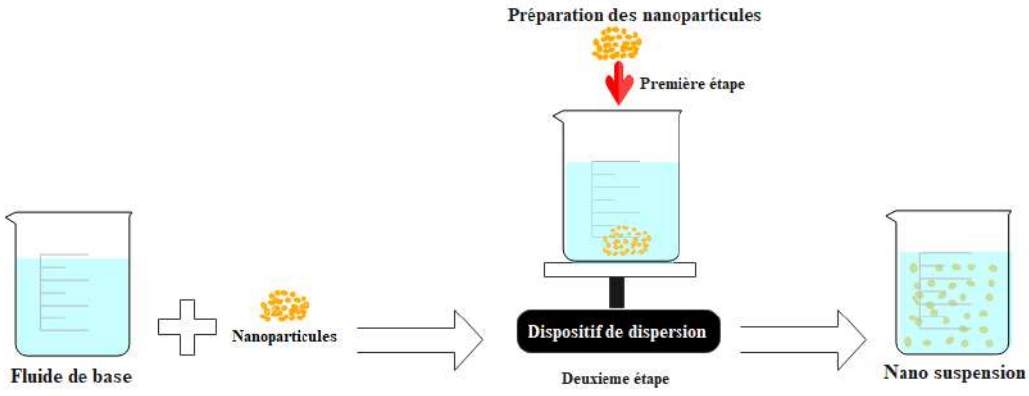


Figure 44. Préparation des nano fluides en utilisant la méthode en deux étapes.

La méthode en deux étapes est la méthode la plus utilisée pour la préparation des nano fluides. Deux étapes sont impliquées dans cette méthode. Le schéma de la méthode en deux étapes est illustré à la figure 44 [62]. Donc, les nano poudres de TiO_2 préparées sont dispersées

dans le fluide de base à l'aide d'un bain ultrasons, puis mélangées à cisaillement élevé, par une agitation ultrasonique ou par agitation à force magnétique intensive. La préparation des nano fluides à trois concentrations avec une solution témoin à 0 % (eau pure), une deuxième concentration à 1 % et une troisième à 5 %. Après la pesée des nanoparticules solides de TiO_2, sont mélangées avec de l'eau pure dans un bécher (figure 45).



1. Bécher 2. Agitateur magnétique

Figure 45. Préparation du nano fluide à base de TiO_2, UDES, 2018.

Pour s'assurer de la stabilité et l'homogénéité des nano suspensions préparés, l'ajout d'un surfactant de type Sodium dodecyl sulphate (SDS) à 0.1% à l'ensemble du mélange avec un agitateur magnétique a été utilisé à une vitesse de rotation de 700 tr/mn pendant 4-5 heures de façon à ce qu'aucune précipitation significative ne soit possible, pour obtenir les suspensions de la photo présentée dans la figure 46.



Eau pure (0%) 2. Concentration à 1% 3. Concentration à 5%

Figure 46. Nano suspensions de TiO_2 utilisés à différentes concentrations : 0 %, 1 % et 5%.

Enfin, pour rendre la suspension stable, le mélange obtenu est placé dans un bain ultrasonique pendant 3 h à 40 kHz. La stabilité de la solution de nano suspensions a été observée avec les deux fractions volumiques de nanoparticules ϕ = 1 et 5%. Une certaine sédimentation était visible au fond du réservoir de liquide de refroidissement après 8 à 10 heures de mélange.

III.3. Résultats expérimentaux et analyses

Cette partie présente les résultats obtenus des essais sur les dispositifs expérimentaux à refroidissement par air et par liquide de nano suspensions pour le contrôle de la température du composant électronique simulé. Les conditions opératoires adoptées pour le déroulement de l'ensemble des manipulations expérimentales sont récapitulées dans le tableau 7

Tableau 7. *Récapitulatif des conditions expérimentales entreprises*

Système de refroidissement		**Caractéristiques**	
Refroidissement par air forcé		Débit d'air (m^3 / h)	69
		Puissance (W)	50-120
		Temps d'expérience (mn)	30
		Température ambiante (°C)	24-25
Refroidissement par liquide	Eau pure	Nombre de Reynolds	500-2000
		Température d'entrée (°C)	25
		Puissance (W)	50-120
		Température ambiante (°C)	24-25
		Temps d'expérience (mn)	30
	Nano suspension	Température d'entrée (°C)	25
		Nombre de Reynolds	500-2000
		Puissance (W)	120
		Temps d'expérience (mn)	30
		Température ambiante (°C)	24-25
		Concentration de nano suspensions (%)	0-5

Le tableau 7 indique que la température ambiante, le temps d'expérience et les puissances testées sont communes comme des conditions expérimentales avec toutes les approches de refroidissement du composant chauffant. Également, le refroidissement par nano suspensions il n'est appliqué que sur la puissance de 120 W.

III.3.1 Résultats expérimentaux obtenus par convection forcée

L'air est mis en mouvement par le biais de générateur d'écoulement (ventilateur) avec un débit de 0.019 m^3/s. Le refroidissement est assuré par l'air ambiant dont la température varie entre 24 et 25 °C, traversant le dissipateur de chaleur par convection forcée. Comme la montre dans de la figure 37. Nous fixons le variateur de puissance à 50, 80 et 120 W et nous mesurons l'évolution des températures en fonction du temps sur la face supérieure du composant chauffant. Il s'agit donc un transfert conductif se fait dans la partie solide alors que dans la partie liquide, il y a un écoulement de fluide potentiellement turbulent associé à un échange thermique avec la paroi solide. Le flux de chaleur conductif est décrit par la loi de Fourier à partir de la conductivité thermique.

$$q = -k\,\overrightarrow{grad}\,T \qquad \text{(III.4)}$$

III.3.1.1 Cas du dissipateur de chaleur à ailettes simple

Les courbes de la figure 47 présentent l'évolution des températures du composant chauffant avec ventilation ou sans ventilation pour maintenir la température en-dessous de la température critique T_c de 80 °C, ainsi que, la température du dissipateur de chaleur de forme simple par apport à la température du composant chauffant T_{ch}. Également, il apparait que la puissance de 50 W génère une température maximale T_{ch}= 80 °C sans ventilation (convection naturelle) et avec ventilation (convection forcée) on peut diminuer la température du composant chauffant jusqu'à 52 °C avec un écart ΔT = 28 °C par rapport au température critique T_c = 80 °C. Il est à remarquer aussi, que pour une puissance de 80 W, la température du composant chauffant a dépassé la température critique T_c = 80 °C dans le cas du refroidissement sans ventilation forcée ou convection naturelle. Par conséquence, lorsque nous utilisons la ventilation forcée la température du composant chauffant T_{ch} est égale à 60 °C. Pour la dernière puissance de 120 W qui génère une température maximale T_{ch} environ de 110 °C pour t = 1800s pour le cas sans ventilation forcée. Ensuite, en présence de la ventilation forcée, la température du composant chauffant a été réduite à 75 °C avec un ΔT = 5 °C.

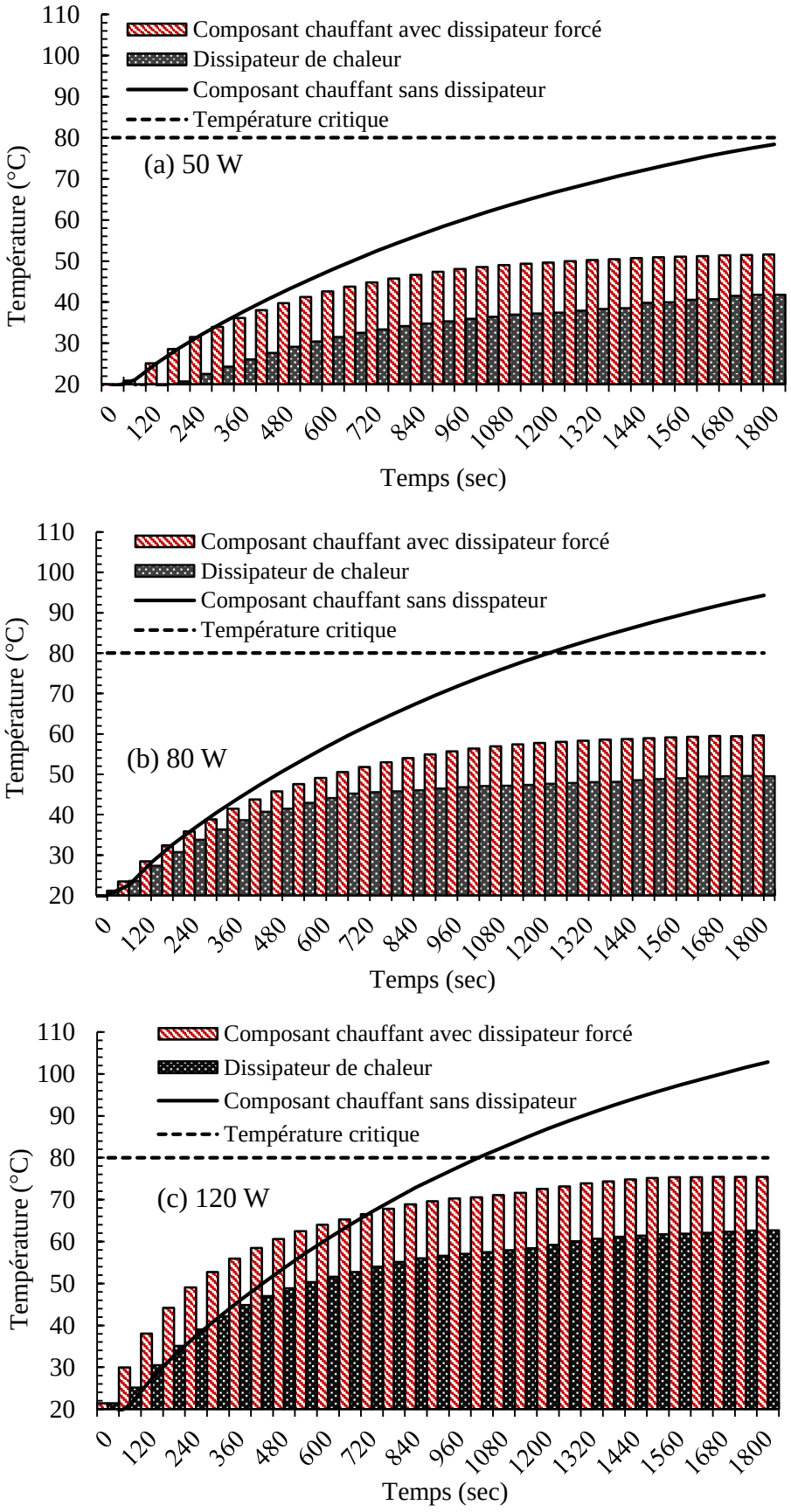
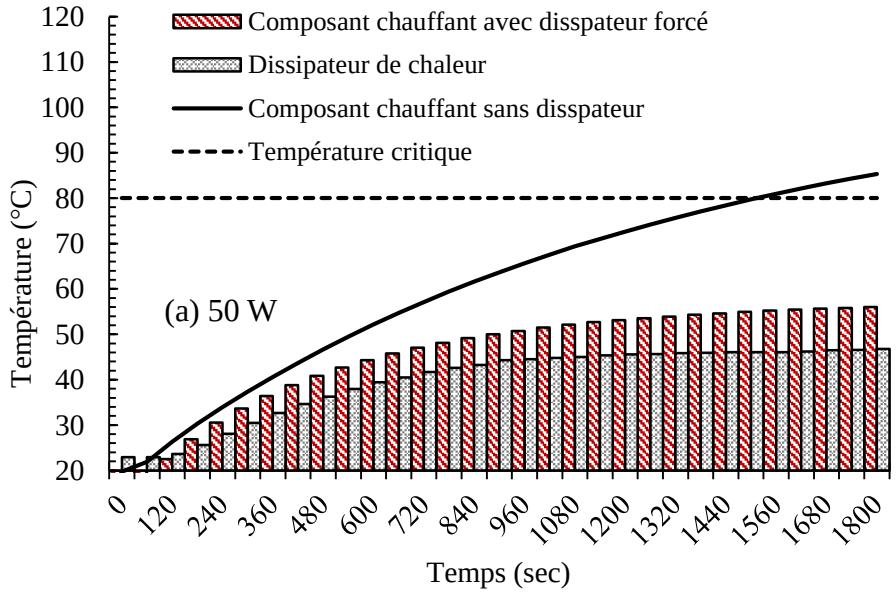


Figure 47. Évolution du profile de température du composant en fonction du temps à une puissance de (a) 50 W ; (b) 80 W ; (c) 120 W pour dissipateur de chaleur de forme simple.

Il est clair aussi que, la température du dissipateur de chaleur ne dépasse pas 41 °C pour $\dot{P}$ = 50 W, 49 °C pour $\dot{P}$ = 80 W et 62 °C pour $\dot{P}$ = 120 W, on peut dire qu'il y'a un bon refroidissement pour les puissances 50 et 80 W donc ce dissipateur est considéré comme optimal. Cependant, ce dissipateur thermique n'est pas recommandé pour le refroidissement du composant chauffant à une puissance de 120 W.

III.3.1.2 Cas du dissipateur de chaleur à ailettes constructale

Les mesures expérimentales montrent que dans le cas de refroidissement en mode de convection naturelle (sans ventilation), la température du composant chauffant dépasse la température critique T_c = 80 °C pour toutes les trois puissances considérées (Figure 48).
L'augmentation de la température du composant chauffant confirme l'intérêt d'utiliser des systèmes de refroidissement utilisant une convection forcée (ventilation forcée). Une diminution entre 16 et 24 °C est observée pour les puissances de 50 et 80 W respectivement par rapport à la température crique 80 °C, alors que pour une puissance de 120 W, la diminution de la température du composant chauffant ne dépasser pas les 4 °C. Donc l'écart de température dans ce cas est petit et il présente un risque sur le fonctionnement du composant chauffant. En outre, on observe au niveau du dissipateur de chaleur une température égale à 47 °C pour 50 W, 53 °C pour 80 W et 65 °C pour 120 W. Par conséquent, on remarque que le refroidissement du composant chauffant dans les puissances de 50 et 80 W est mieux refroidi. Par contre, pour une puissance de 120 W ce type de dissipateur de chaleur présente un risque sur le fonctionnement du composant chauffant.



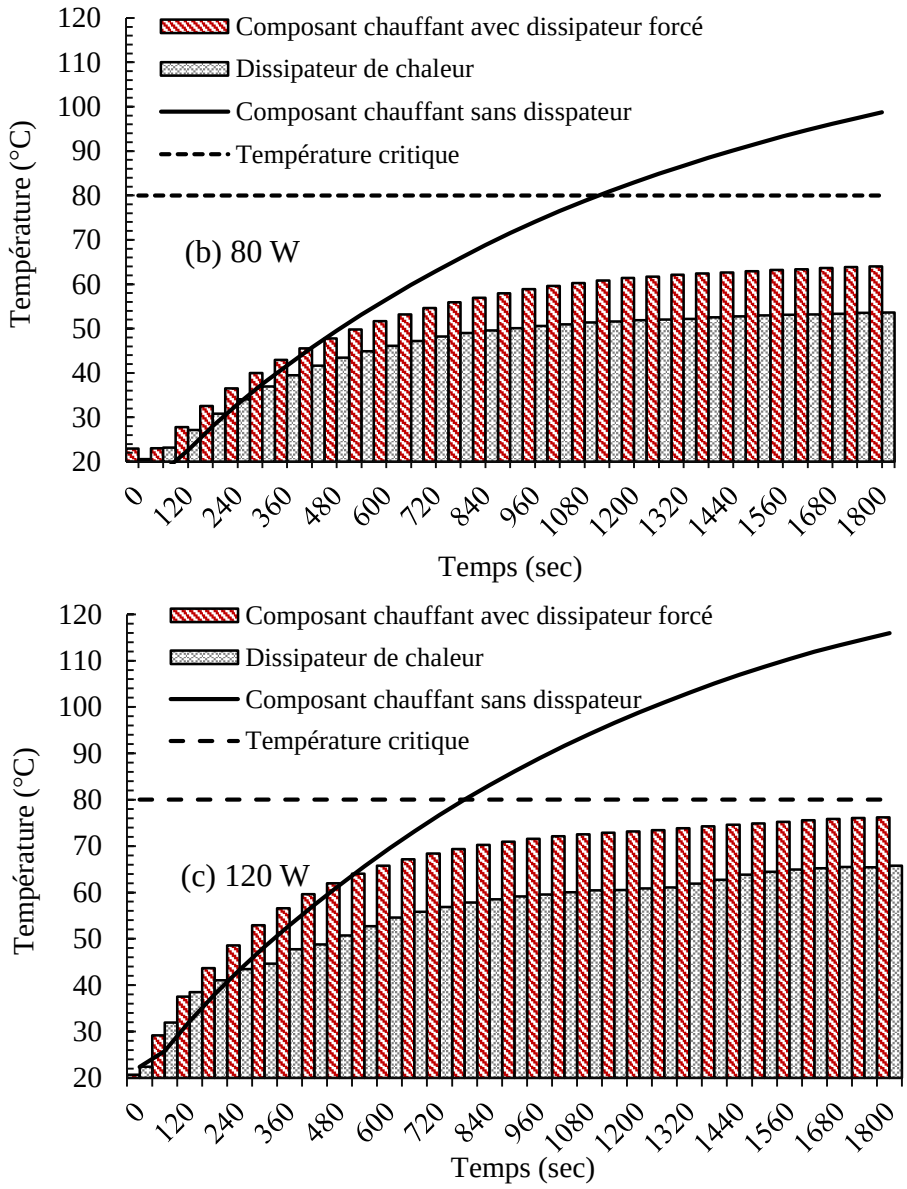


Figure 48. Évolution du profile de température du composant en fonction du temps à une puissance de (a) 50 W ; (b) 80 W ; (c) 120 W pour un dissipateur de chaleur de forme constructale.

Les courbes de la figure 49 présentent une comparaison entre les températures et les puissances du composant chauffant pour chaque dissipateur de chaleur. D'un point de vue technologique, d'après une analyse comparative entre les résultats expérimentaux du dissipateur de chaleur de forme simple avec le dissipateur de chaleur de forme constructale on constate que, l'écart de température entre les deux dissipateurs de chaleur varie entre 3 et 5 °C et cela dépend de la chaleur de la surface de la cellule chauffant (cf. figure 27).

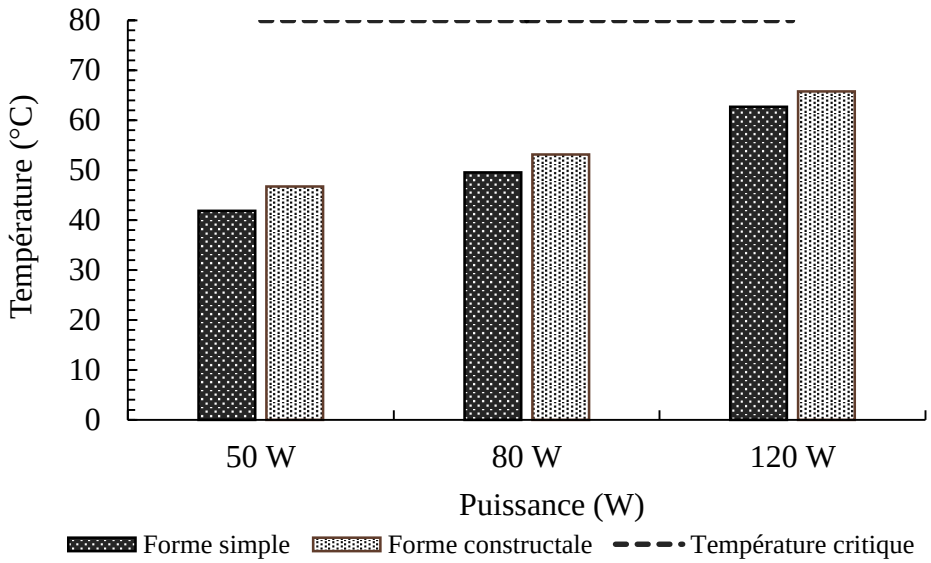


Figure 49. Comparaison entre les résultats de dissipateur de chaleur de forme simple et dissipateur de chaleur de forme constructale.

Bien que la surface du dissipateur de chaleur de forme constructale soit réduite à 8 % par rapport à la surface du dissipateur thermique de forme simple, on remarque que le dissipateur thermique de forme constructale reste efficace.

III.3.2 Les effets du Reynolds et de la concentration des nano suspensions sur le refroidissement à micro échangeur de chaleur

L'évaluation de la performance des deux systèmes de refroidissement expérimentés a été estimée à travers le coefficient de transfert de chaleur. Le coefficient de transfert (h_m) peut être calculé à partir de la loi de Newton du refroidissement comme :

$$Q = \dot{m}\, C_P\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) = h_m\, A_{eff}\, T_{f,m} \qquad \text{(III.5)}$$

$$h_m = \frac{Q}{A_{eff}\, T_{f,m}} \qquad \text{(III.6)}$$

Où $T_{f,m}$ est la température moyenne entre la surface supérieure du composant chauffant et le fluide qui peut être déterminée en utilisant l'équation ci-dessous :

$$T_{f,m} = \frac{T_{f,e} + T_{f,s}}{2} \qquad \text{(III.7)}$$

Et A_{eff} est indiqué en termes de zone mouillée du canal humide qui peut être défini:

$$A_{eff} = 2\,(H_{mc} + W_{mc})\,L\,N \tag{III.8}$$

Le nombre de Nusselt moyen est calculé comme suit :

$$Nu_m = \frac{h_m\,D_h}{k} \tag{III.9}$$

La résistance thermique est définie par le rapport de la différence entre la température du composant chauffant (T_{ch})et la température d'entrée du fluide $T_{f,e}$ à la puissance fournie de composant chauffant, est donnée par :

$$R_{th} = \frac{T_{ch} - T_{f,e}}{Q} \tag{III.10}$$

Le nombre de Reynolds est défini à partir du diamètre hydraulique et de la vitesse d'entrée à travers le micro canal, il est égale à :

$$Re = \frac{\rho\,V_{max}\,D_h}{\mu} \tag{III.11}$$

Le diamètre hydraulique est calculé par Eq :

$$D_h = \frac{2 \times (H_{mc} \times W_{mc})}{(H_{mc} + W_{mc})} \tag{III.12}$$

La vitesse V_{max}, est calculée en suivant l'équation :

$$V_{max} = \frac{\dot{V}_e}{A_{mc}} \tag{III.13}$$

A_{mc} est l'aire de la section transversale de chaque canal d'écoulement, donnée par :

$$A_{mc} = H_{mc} \times W_{mc} \tag{III.14}$$

Le facteur de friction correspondant à la pression différentielle à l'entrée et à la sortie du microcanal, il est défini comme :

$$f = \frac{1}{2}\frac{\Delta P}{L}\frac{D_h}{\rho\,V_{max}^2} \tag{III.15}$$

Et $$\Delta P = P_e - P_s \quad \text{(III.16)}$$

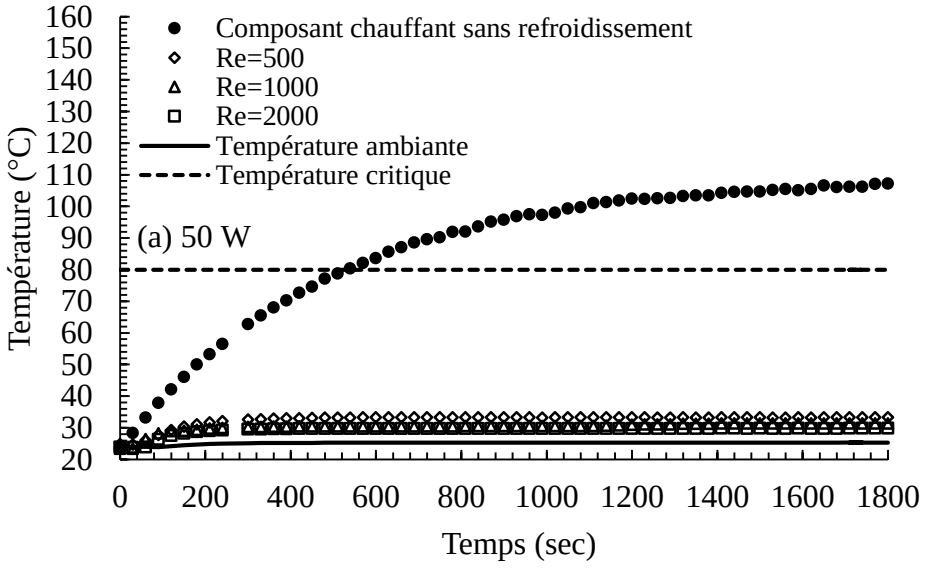
Puissance de pompage constante :

$$\dot{W} = \dot{V}\,\Delta P \quad \text{(III.17)}$$

III.4.2.1 Cas du refroidissement à l'eau pure

Afin d'évaluer les performances thermiques du micro échangeur de chaleur sous trois débits d'écoulement du fluide, des expériences ont été menées pour faire améliorer le transfert de chaleur dans les micro canaux. Les tests ont été effectués avec trois puissances de composant chauffant (50 W, 80 W et 120 W) pour le premier cas du refroidissement par eau et avec une seule puissance de 120 W dans le deuxième cas du refroidissement par nano-suspension. Les expériences ont été menée en écoulement laminaire avec un nombre de Reynolds variant de 500 à 2000.

La figure 50 présente les courbes de température expérimentales sur la face supérieure du composant chauffant dans deux cas. Le premier cas consiste à mesurer la température en fonction du temps sans refroidissement avec les trois puissances de 50, 80 et 120 W. Dans le second cas, le composant de chauffant est refroidi au moyen d'un micro-échangeur de chaleur dans lequel de l'eau pure circule à une température d'entrée approximative de 25 °C et trois valeurs différentes de débit d'eau, soit 100, 250 et 400 ml/min qui correspondent aux nombres de Reynolds de 500, 1000 et 2000, respectivement.



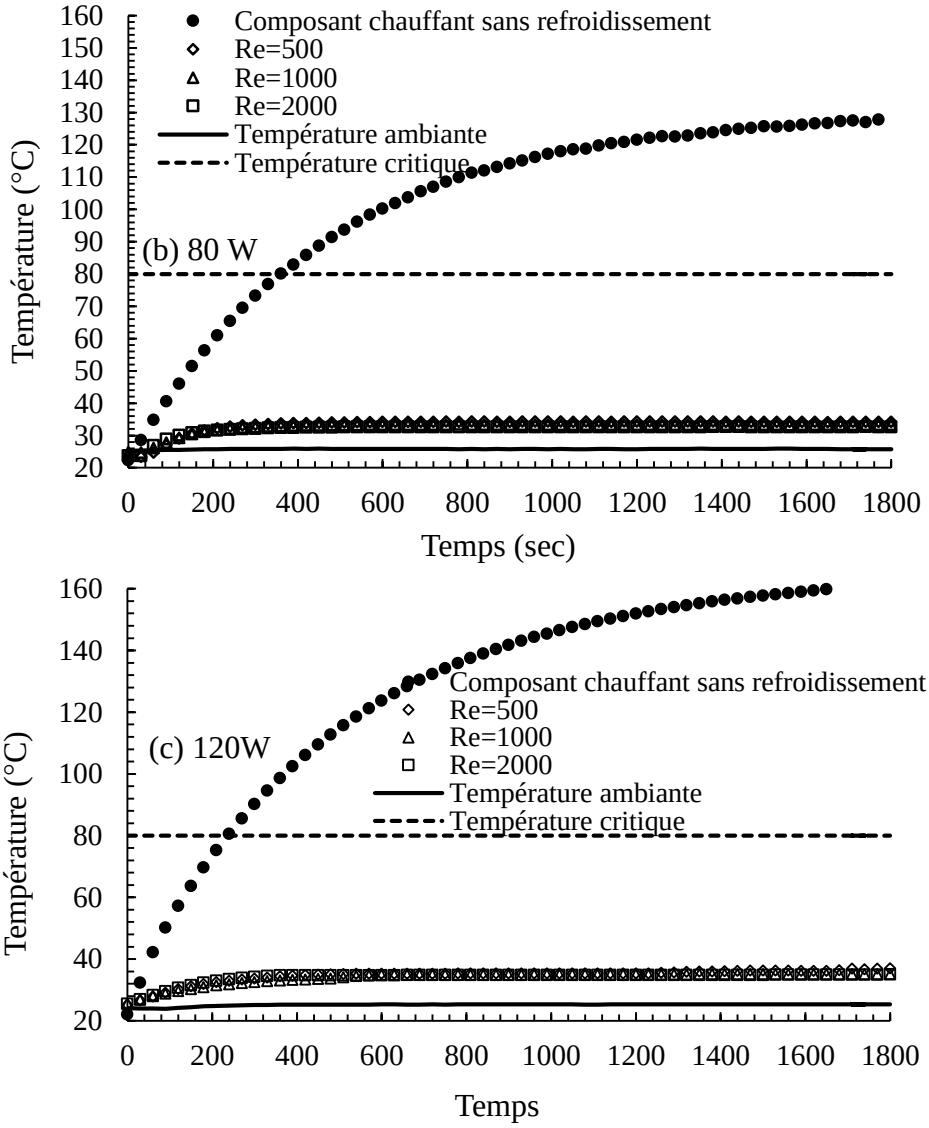


Figure 50. Profil de température du composant en fonction du temps pour des alimentations de (a) 50, (b) 80 et (c) 120 W.

Dans le cas du composant chauffant sans refroidissement et pour une puissance de 50 W, la température du composant atteignait 80 °C après 600 s et 100 °C après 1800 s. À 80 W, la température est de 80 °C à t = 400 s et d'environ 130 °C à t = 1800 s.

- puissance de 50 watts

$$\left.\frac{\Delta T}{\Delta t}\right|_{[0;600s]} = 0.092\ \frac{°C}{s} \qquad \text{(III.18)}$$

- puissance de 80 watts

$$\left.\frac{\Delta T}{\Delta t}\right|_{[0;400s]} = 0.14\ \frac{°C}{s} \qquad \text{(III.19)}$$

- puissance de 120 watts

$$\left.\frac{\Delta T}{\Delta t}\right|_{[0;400s]} = 0.275\ \frac{°C}{s} \qquad \text{(III.20)}$$

Pour le cas de refroidissement à l'eau pure, les courbes de température pour une puissance de 50 W montré que la température du composant chauffant diminuait à 31 °C avec le Reynolds de 1000 et 2000 et à 34 °C à Reynolds de 500. Cependant, à 80 W, la température du composant chauffant est environ de 34 °C pour les trois valeurs du Reynolds. Lorsque la puissance est fournie est de 120 W, la température du composant chauffant restait à 38 °C pour le faible nombre de Reynolds de 500 et ne dépassait pas 36 °C pour des nombres de Reynolds allant de 1000 à 2000.

Il est à noter que le micro-échangeur de chaleur a pu dissiper environ 70 à 78 % de la chaleur dégagée par le composant chauffant. Également, dans tous les cas des puissances testes, on observe que la valeur de Reynolds de 500 est optimale pour le refroidissement du composant chauffant. Sur la base de ces résultats expérimentaux obtenus, nous avons mené l'étude de refroidissement à base de nano suspension que pour la puissance maximale de 120 W.

III.4.2.2 Cas de refroidissement à base de nano suspension 1% et 5%

Dans cette partie d'étude, nous avons présenté les résultats de refroidissement du composant chauffant pour une puissance maximale de 120 W en utilisant un nano-suspension (TiO_2-Eau) à une concentration de 0, 1 et 5 %.

- *Propriétés des nano fluides*

La concentration volumique des nano fluides à partir de la fraction pondérale est calculée par l'équation suivante [63] :

$$\emptyset = \frac{m_{np} \times \rho_{bf}}{(\rho_{np} \times (1 - m_{np}) + m_{np} \times \rho_{bf}} \qquad \text{(III.21)}$$

Les propriétés thermo physiques du nano fluide telles que la densité (ρ), la capacité thermique (C_p), la viscosité dynamique (μ_f) et la conductivité thermique (k) sont évaluées en utilisant les corrélations proposées qui sont définies comme suit [64-66] :

- Pour la densité du nano fluide :

$$\rho_{nf} = \emptyset\rho_{np} + (1 - \emptyset)\rho_{\mathrm{nf}} \quad \text{(III.22)}$$

- Pour la capacité thermique du nano fluide :

$$C_{Pnf} = \frac{\emptyset\rho_{np}C_{Pnp} + (1 - \emptyset)\rho_{bf}}{\rho_{np}} \quad \text{(III.23)}$$

- Pour la viscosité du nano fluide est calculée par l'équation 18 représentant la formule empirique du modèle de Brinkman [67] :

$$\mu_{\mathrm{nf}} = \frac{\mu_{\mathrm{nf}}}{(1 - \emptyset)^{2.5}} \quad \text{(III.24)}$$

- Pour la conductivité thermique des nano fluides :

$$\mathrm{k_{nf}} = \mathrm{k_{bf}}\left[\frac{\mathrm{k_{np}} + (\mathrm{n} - 1)\mathrm{k_{bf}} - (\mathrm{n} - 1)\emptyset\left(\mathrm{k_{bf}} - \mathrm{k_{np}}\right)}{\mathrm{k_{np}} + (\mathrm{n} - 1)\mathrm{k_{bf}} + \emptyset\left(\mathrm{k_{bf}} - \mathrm{k_{np}}\right)}\right] \quad \text{(III.25)}$$

Où, n = 3 pour une nanoparticule de forme sphérique.

La figure 51 nous indique l'évolution de la température à la surface du composant chauffant en fonction de temps. Les résultats montrent l'influence de la concentration du nano suspension sur le refroidissement du composant chauffant. Nous remarquons que pour Re = 500 et 1000 l'établissement de la température du composant chauffant est approximativement à t = 400 s dans différentes concentrations testées (0, 1, 5 %).

Par contre, avec le nombre de Reynolds 2000, les profils de température du composant chauffant sont représentés dans le cas du refroidissement par l'eau pure (Ø = 0 %) après 400s et non établis dans le cas de refroidissement par nano suspension qu'après t = 1400 s pour Ø = 1 % et t = 1400 s pour Ø = 5 %.

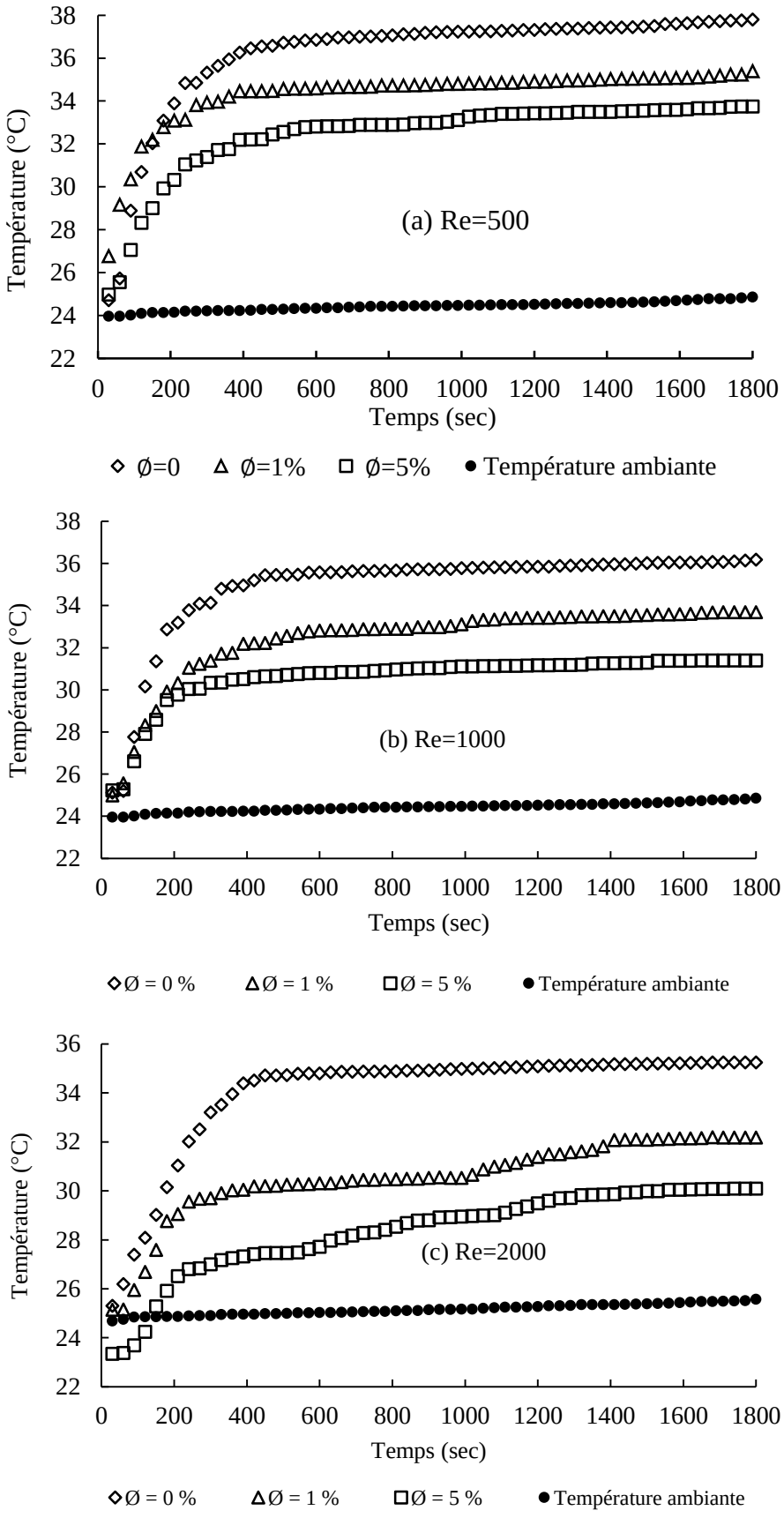


Figure 51. Comparaison des profils de température à différents concentrations (Ø= 0%, 1%, 5%) : (a) Re=500, (b) Re=1000, (c) Re=2000.

D’autre part, les profils des températures diminuent en niveau du composant chauffant avec l’augmentation de la concentration du nano suspension avec des écarts de 2 à 3 °C à une diminution de près de 7 % pour Ø = 1 % et 4 à 5 °C avec une réduction autour de 12 % pour Ø = 5 % par rapport à l’eau pure (Ø = 0 %).

La figure 52 montre l'influence de nombre de Reynolds et de la concentration volumique de nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen le long du micro-échangeur de chaleur. On peut observer que l'augmentation du nombre de Reynolds entraine une augmentation du nombre de Nusselt moyen. Ce dernier augmente aussi lorsqu’on augmente la concentration de nanoparticules dans le fluide de base (TiO_2).

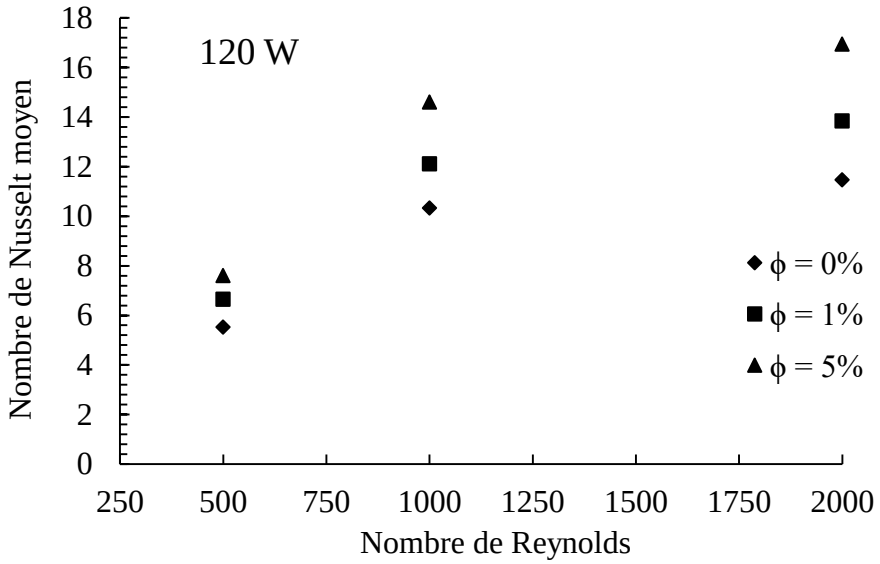


Figure 52. Nombres de Nusselt moyens en fonction du nombre de Reynolds pour des concentrations volumiques égales à Ø=0 %, Ø=1 % et Ø=5 %.

Dans le cas du nombre de Reynolds de 500, et une fraction volumique des nanoparticules φ = 1 % et φ = 5 %, le nombre de Nusselt est augmenté de 20 % et 38 % respectivement comparativement à l'eau pure. Lorsque le nombre de Reynolds est égale à 1000, l'augmentation de nombre de Nusselt est d'environ 17 % pour φ = 1 % et de 41 % pour φ = 5 %. Pour le nombre de Reynolds de 2000, les résultats ont montré une nette amélioration significative de 20 % pour φ = 1 % et 48 % pour φ = 5 %.

III.4.5 Performance hydraulique

Sur la figure 53, la variation de la valeur de la perte de charge Δp en fonction du nombre de Reynolds est représentée à différentes concentrations du nano suspension. En effet, un comportement ascendant est observé entre la valeur de la perte de charge Δp et le nombre de

Reynolds, ainsi qu'entre la valeur de la perte de charge et les différentes concentrations cela est due à l'augmentation de la viscosité et des forces de frottement.

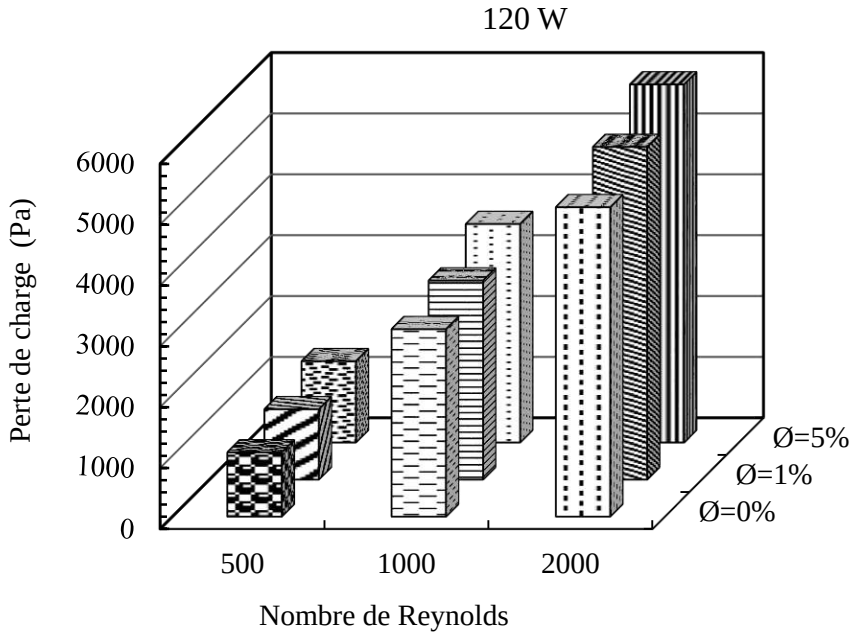


Figure 53. L'effet de la concentration des nano suspensions sur la valeur de la perte de charge (Δp) à différents nombres de Reynolds de 500,1000 et 2000.

Par exemple, à Re = 1000, la valeur Δp pour l'eau pure est d'environ 30795 Pa, alors qu'elle est de 3269.5 Pa et 3589.5 Pa pour les nano fluides à des concentrations de 1 % et 5 % respectivement Aussi nous allons observer l'évolution de la puissance de pompage (eq 16) en fonction du nombre de Reynolds pour chaque concentration du nano suspension (figure 54).

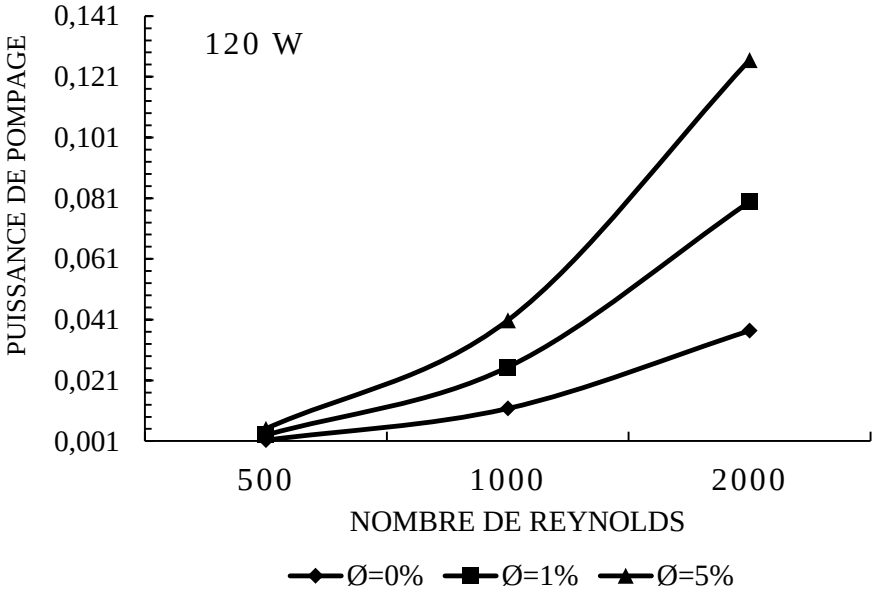


Figure 54. Puissance de pompage en fonction de nombre de Reynolds à différentes concentrations de nano fluide.

Il faut prendre en considération le fait que les pertes de charges augmentent avec la viscosité, cela influence donc la puissance de pompage et le débit à fournir pour avoir des performances supérieures au fluide de base. Lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à 500, la puissance de pompage augmente proportionnellement avec l'augmentation de la concentration du nano suspension par rapport à l'eau pure (Ø=0 %).

III.4.6 Résistance thermique

La résistance thermique du micro-échangeur de chaleur en fonction de nombre de Reynolds est représentée sur la figure 55. Il est clair que le transfert de chaleur par convection est amélioré en augmentant le débit, ce qui réduit à son tour la résistance thermique globale du dissipateur thermique. A la charge thermique de 50 W et pour un débit de 100 ml/min, la résistance thermique du dissipateur thermique était maximale, à 0.18 °C/W, 0.12 °C/W à 80 W et 0.11 °C/W à 120 W. Les résistances thermiques sont encore réduites en augmentant le débit à des valeurs décroissantes.

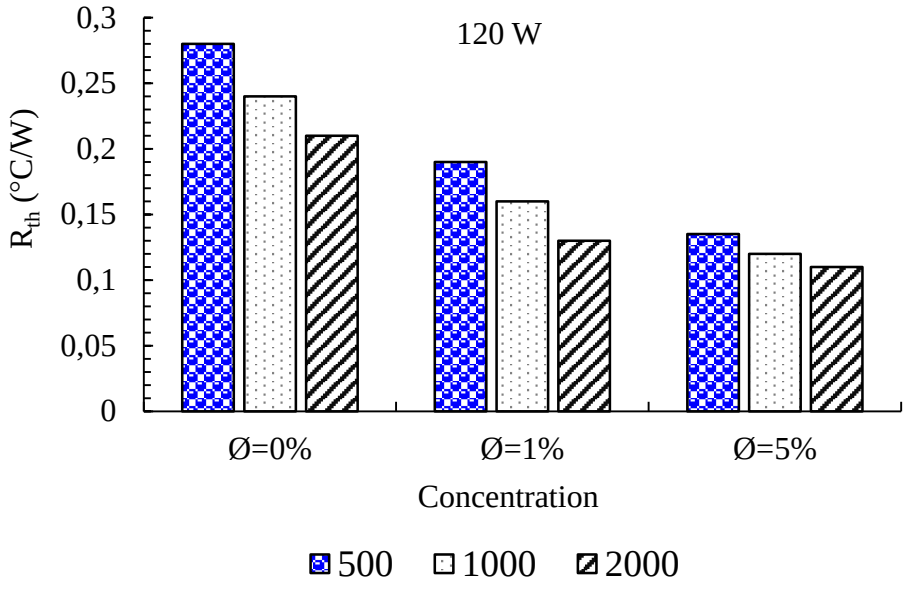


Figure 55. Résistance thermique du micro-échangeur de chaleur en fonction de nombre de Reynolds.

À noter qu'il descend pour un débit de 250 ml/min à R_{th} = 0,12 °C/W à Q = 50 W et entre 0.1 et 0.11 °C/W pour les autres capacités thermiques. En outre, en augmentant le débit à 400 ml/min, la résistance thermique doit être comprise entre 0.09 et 0.1 °C/W pour toute la charge thermique.

III.4.7 Analyse et comparaison entre les deux systèmes de refroidissement

La figure 56 illustre une comparaison entre le système de refroidissement à air et à eau en fonction de la température du composant chauffant.

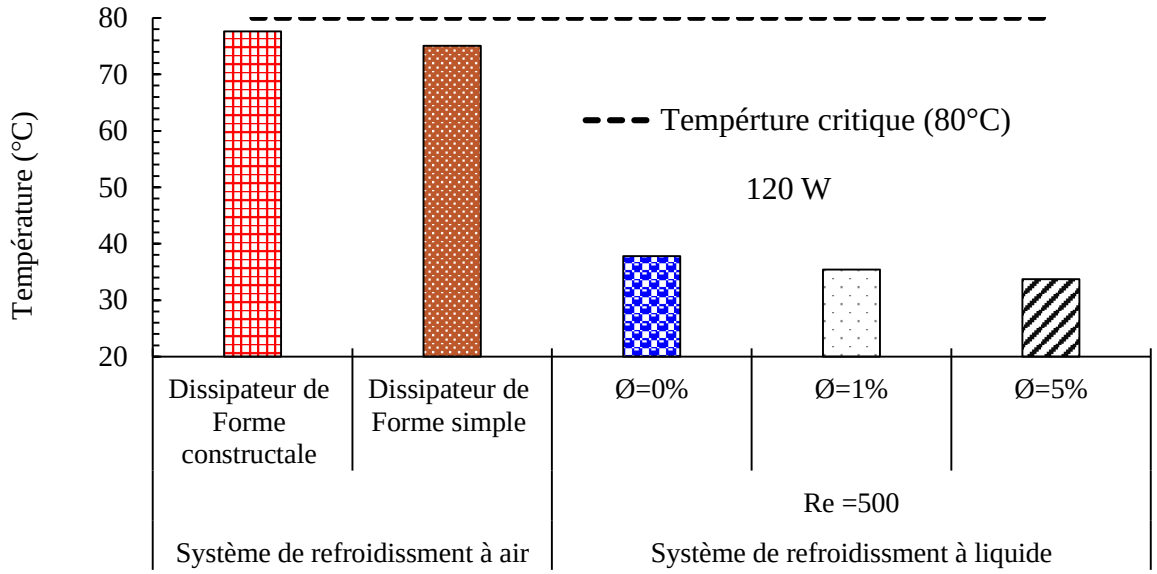


Figure 56.Comparaison entre le système de refroidissement à air et à eau.

Les résultats expérimentaux montrent que l'approche du refroidissement par liquide est très efficace par rapport à refroidissement par air. Ce dernier est limité dans le refroidissement des puissances élevées. En revanche, le refroidissement par l'utilisation de l'eau pure diminue la température du composant chauffant d'une différence significative et l'ajout de nanoparticules à l'eau pure à des concentrations de 1 % et 5 % améliore d'avantage le refroidissement du composant chauffant de 3 à 6 °C de moins.

Le graphique ci-dessous illustre la diminution de la température du compossant chauffant en pourcentage pour chaque aproche de refroidissment testée. La temperature du composant chauffant globale est diminuée par rapport à la température critique avec 4 et 6% pour les deux dissipateurs de chaleur de forme constructale et simple respectivement. Le systeme de refroidisment par micro echangeur de chaleur contenant des nano suspensions reduit la temperature du composant chauffant de 53 % pour une concentration de 0% (eau pure) et d'ordre de 56 et 59 % pour les concentration de 1 % et 5 % respectivement.

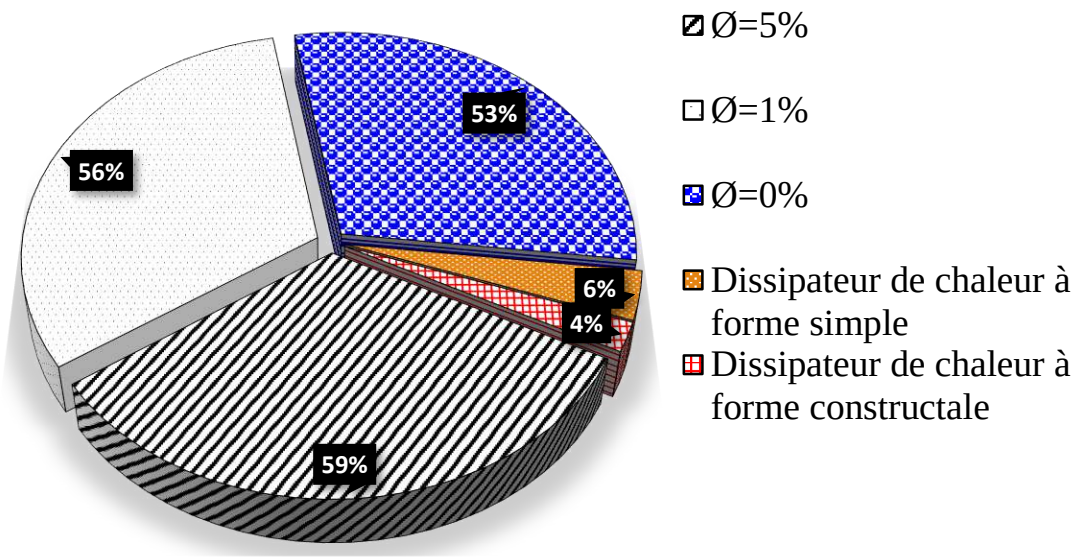


Figure 57.Un graphique représentatif du pourcentage de diminution de la température du composant de chauffage pour chaque approche de de refroidissement testée

L'étude précédente portant sur l'amélioration du refroidissement d'un composant chauffant selon deux approches par l'utilisation des deux dissipateurs de chaleur à air et à l'aide d'un micro échangeur de chaleur par nano suspension, montre des résultats encourageants, concernant l'utilisation du micro échangeur de chaleur utilisant des nano suspensions. L'étude comparative des deux approches montre que la technique de refroidissement par dissipateurs de chaleur à air est limitée dans refroidissement des composant chauffant à haut puissance. Également, l'ajout des nano particules dans le fluide de base (l'eau pure) augmente d'avantage le transfert thermique et réduit ainsi la température du composant chauffant par rapport à l'eau pure.

À partir de ces résultats expérimentaux, une étude numérique sur le refroidissement des composants chauffant en utilisant un micro échangeur de chaleur est envisagé en agissant sur les valeurs de température du fluide caloporteur à l'entrée du micro échangeur.

CHAPITRE IV

Modélisation numérique, résultats et analyse

L'objectif de ce chapitre consiste à déterminer l'influence de la température d'entrée élevée sur la performance de refroidissement du composant chauffant à l'aide de micro échangeur de chaleur à nano suspensions. Pour cette raison, une modélisation numérique des écoulements de fluides à l'échelle microscopique est utilisée pour étudier le phénomène de transfert de chaleur et l'hydrodynamique dans les micro canaux. La description mathématique de l'état d'un fluide en mouvement (écoulements de convection forcée) se fait au moyen de fonctions déterminant le champ dynamique (distribution de la vitesse du fluide) et le champ thermique (distribution de la température du fluide), et au moyen de la pression. Ces fonctions sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Ces lois qui sont utilisées pour modéliser l'écoulement, ainsi que les conditions aux limites nécessaires pour les résoudre, sont présentées dans ce chapitre pour les cas traités dans cette thèse. Dans cette étude, la technique de volume fini numérique a été utilisée pour résoudre des équations différentielles partielles pour le transfert de chaleur en trois dimensions. Dans ce travail de recherche, le logiciel commercial CFD ANSYS Fluent est utilisé pour l'approche de modélisation.

IV.1 Méthode numérique

Le but de la simulation numérique dans cette thèse est d'étudier les phénomènes de l'hydrodynamique et du transfert thermique dans les micro canaux ainsi que les effets de la température d'entrée sur l'amélioration du transfert de chaleur. Cette dernière est basée sur des recherches sur le refroidissement des composants électroniques en utilisant un micro échangeur de chaleur. Dans cette thèse, la méthode des volumes finis a été utilisée pour accomplir la discrétisation. L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) a été utilisé pour le couplage vitesse-pression. Afin d'obtenir des résultats d'une précision acceptable, un schéma amont de deuxième ordre (second order upwind) a été utilisé pour le traitement des termes convectifs dans les équations de quantité du mouvement et de la chaleur. La technique itérative de Gauss-Seidel est appliqué pour résoudre les ensembles d'équations algébriques résultant pour chaque variable après discrétisation.

IV.1.1 Méthode des volumes finis

Une grande majorité des codes commerciaux, actuellement disponible, résolvent les équations de conservation en variable primitives en emploient la méthode des volumes finis. Dans cette méthode, le domaine considéré est divisé en volumes finis, un seul volume entoure

un nœud du maillage. Les équations de conservation sont intégrées sur chaque volume fini. La variation d'une grandeur entre le centre de deux volumes finis adjacents peut être linéaire, quadratique, ou constante dans chaque volume fini. Cette méthode a quelques points de similitude avec la méthode des différences finies.

Avantages de la méthode des volumes finis suivants (Patankar 1980) [69] :

- Satisfait le bilan global de chaque variable exactement sur chaque volume fini et donc sur tout le domaine même si un maillage grossier est utilisé,
- Facilite la linéarisation des termes non linéaires dans les équations de conservation, est applicable à tout type de géométrie simple ou complexe,
- Génère un temps de calcul et de stockage en mémoire raisonnable.
- Les étapes de résolution par la méthode des volumes finis

Afin de déterminer le champ de la variable dépendante ϕ dans un domaine d'étude par la méthode des volumes finis, les étapes à suivre sont essentiellement (Patankar 1980) [69]

- La définition du domaine d'étude et la décomposition en un nombre de points (les nœuds du maillage), autour desquels on définit des volumes élémentaires appelés volumes de contrôle. Cette étape s'appelle le maillage.
- L'intégration des équations de conservation sur chaque petit volume de contrôle dans tout le domaine.
- La discrétisation des différents termes de la forme intégrée de l'équation de transport afin de construire le système d'équations algébriques.
- L'incorporation des conditions initiales aux limites appropriées. La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système algébrique final par une méthode de résolution (itérative ou semi-itérative ou directe) pour obtenir un champ approché de ϕ dans des points discrets du domaine considéré.

La méthode des volumes finis consiste à découper le domaine de calcul en un certain nombre de volumes finis, appelés volumes de contrôle, et à intégrer les équations différentielles sur chacun de ces volumes de contrôle entourant un nœud P (Figure 58). À l'intérieur de petits éléments de volumes, en veillant à ce que le flux d'une grandeur à travers un élément de surface soit le même pour les deux volumes adjacents. Les équations sont mises sous une forme linéaire de façon à être résolues par une méthode matricielle. Si on appelle P le point considéré, les points adjacents sont les points Est (E), Ouest (W), Sud (S) et Nord (N).

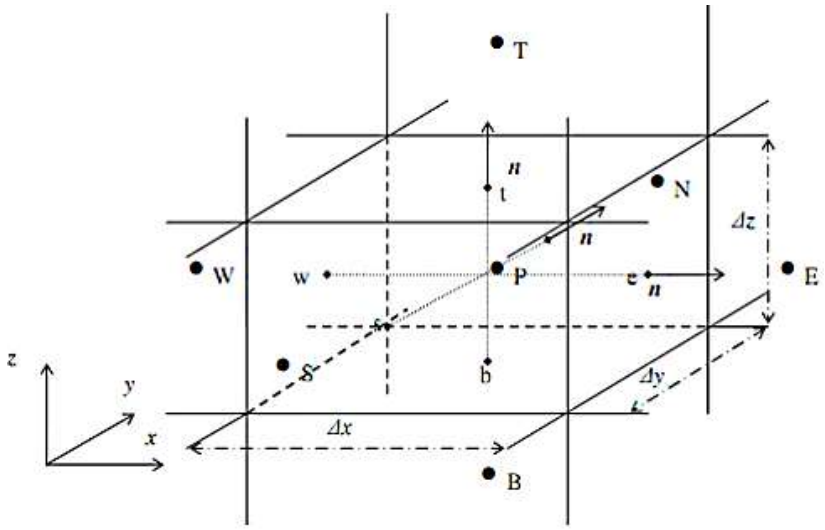


Figure 58. Description d'un volume élémentaire de base.

Les faces du volume sont dénommées de la même façon e, w, s et n. Une des particularités de cette méthode est d'utiliser des maillages décalés (staggered grid) n suivant les grandeurs considérées.

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de conservation des différentes grandeurs physiques ayant la forme générale :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \mathrm{div}\left(\rho\phi\vec{U}_j\right) = \mathrm{div}(\Gamma\,\mathrm{grad}\phi) + S_\phi \qquad \text{(IV.26)}$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$ → Terme temporel

$\mathrm{div}\left(\rho\phi\vec{U}_j\right)$ → Terme de convection

$\mathrm{div}\left(\Gamma\,\mathrm{grad}\vec{\phi}\right)$ → Terme de diffusion

S_ϕ → Terme de source

La variable dépendante ϕ peut correspondre à une variété de quantités physiques tel que la composante de la vitesse, la température, l'énergie cinétique turbulente... etc. Le coefficient de diffusion Γ représente une propriété physique du fluide tel que la viscosité dans l'équation du mouvement, la conductivité thermique dans l'équation d'énergie. La génération de chaleur interne dans un fluide, la production où la consommation de l'espèce chimique dans les réactions chimiques ou les forces de volume sont des exemples de terme source.

IV.1.2 La discrétisation

Pour la technique du volume de contrôle, les équations intégrales sont converties en formes algébriques. L'équation générale régissant le différentiel général en régime permanent est illustrée en 3D comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\, \phi\right) + \frac{\partial}{\partial y_j}\left(\rho v_j\, \phi\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial y_j}\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial y_j} + S_\phi \qquad \text{(IV.27)}$$

Où la variable dépendante ϕ est l'une des variables inconnues (composante température, pression ou vitesse).

j: Le nombre de dimensions représente 1,2, 3

S: Terme source

ρ: Densité

Cette équation va être intégrée sur la surface représentée sur la figure 58 est discrétisée et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de ϕ. Le système prend alors la forme d'une équation très condensée. L'équation (IV.26) peut être écrite sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(J_x\right) + \frac{\partial}{\partial y_j}\left(J_y\right) = S_\phi \qquad \text{(IV.28)}$$

J_x et J_y, sont les composantes axiales et transversales du flux total traversant les frontières d'un volume de contrôle. Ils sont exprimés comme suit :

$$J_x = \rho u\phi - \Gamma\frac{\partial \emptyset}{\partial x}\ ,\ J_y = \rho u\phi - \Gamma\frac{\partial \emptyset}{\partial y} \qquad \text{(IV.29)}$$

La discrétisation consiste à transformer l'équation différentielle de transport en un système d'équations algébriques. L'équation $(\text{IV. } 27)$est d'abord intégrée sur le volume de contrôle :

$$\int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y}\right) dxdy = \int_s^n \int_w^e S_\phi dxdy \qquad \text{(IV.30)}$$

Pour pouvoir approximer l'équation sous forme algébrique, on considère les hypothèses suivantes :

- La variable généralisée ϕ varie linéairement entre les principaux nœuds dans les deux directions
- Les termes convectifs et diffusifs sont uniformes à travers les faces correspondantes
- Le terme source est uniforme sur le volume de contrôle

L'intégration du terme convectif et diffusif et le terme source pour tout le volume de contrôle est :

$$I = \int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y}\right) dxdy = \int_s^n \int_w^e \frac{\partial J_x}{\partial x} dxdy + \int_s^n \int_w^e \frac{\partial J_y}{\partial y}\, dxdy \qquad (IV.31)$$

$$I = \left[(J_x)_e + (J_x)_w\right] \int_s^n dy + \left[(J_y)_n + (J_y)_s\right] \int_e^s dx = (J_x)_e \Delta y - (J_x)_w \Delta y + (J_y)_n \Delta x - (J_y)_s \Delta x$$

Si on pose : $\begin{cases} J_e = (J_x)_e \Delta y \\ J_w = (J_x)_w \Delta y \end{cases}$ $\begin{cases} J_n = (J_y)_n \Delta x \\ J_s = (J_y)_s \Delta x \end{cases}$

Donc l'expression devient :

$$I = J_e - J_w + J_n - J_s \qquad (IV.32)$$

Pour l'intégration du terme source :

$\int_s^n \int_w^e S_\phi dxdy = \overline{S_\phi} \Delta V$ Où $\overline{S_\phi}$ est la valeur moyenne du terme source sur ce volume, ΔV est le volume du volume de contrôle.

$$S_\phi = S_c + S_p \phi_p \qquad (IV.33)$$

Où S_c est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de ϕ_p, $S_p$est la pente de ϕ_p. La forme stationnaire de l'équation (IV. 31) est :

$$J_e - J_w + J_n - J_s = \left(S_c + S_p \phi_p\right) \Delta x \Delta y \qquad (IV.34)$$

Le principe de la discrétisation consiste à remplacer un problème continu, représenté par une équation aux dérivées partielles, par un ensemble fini de valeurs discrètes. Pour cela on discrétise tout d'abord le domaine de calcul, en un ensemble fini de points ou de volume au moyen d'un maillage. Les valeurs discrètes sont des valeurs moyennes de distribution

constantes ou linéaires par morceau sur des volumes finis. La Figure 59 représente le volume de contrôle de la vitesse u, ses dimensions caractéristiques ainsi que le positionnement des maillages standard et décalé.

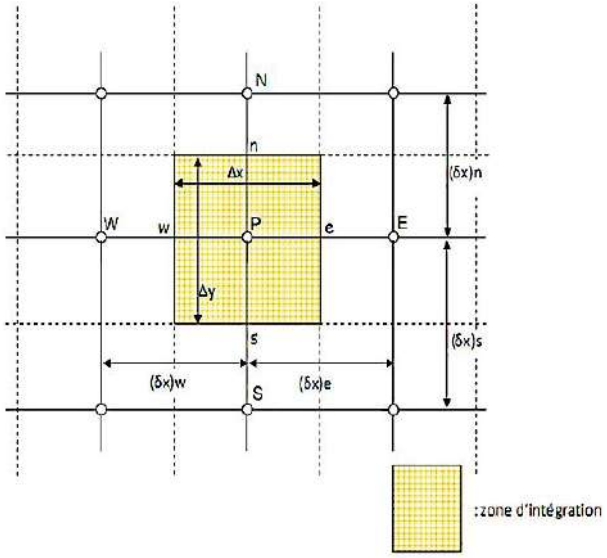


Figure 59. Localisation de la variable u au point courant P.

La linéarisation de l'équation (IV.27) donne :

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \qquad \text{(IV.35)}$$

a_p et a_{nb} : Sont des coefficients.

nb : Représente les indices des cellules voisines de « P », et la sommation est faite à travers tous les nœuds voisins.

ϕ_p : Est la valeur d'une variable scalaire au centre de la cellule.

Cette équation est à écrire pour chaque cellule de centre P du domaine. À l'exception des cellules adjacentes aux limites du domaine, les autres cellules ont un nombre de faces égal au nombre de cellules avoisinantes. Les profils approximatifs décrivant la variation de ϕ entrent les nœuds, sont exprimés par la fonction A(|P|) spécifique pour chaque schéma numérique. Cinq schémas ont été cités par Patankar (1980) et sont résumés dans le tableau 9. [69]

Tableau 8. *Les différents schémas de discrétisation (Patankar 1980) [69]*

Schéma	**Formule de $\mathbf{A(\lvert P\rvert)}$**	**Expressions des différents coefficients**
Différences centrées	$\mathrm{A}(\lvert\mathrm{P}\rvert) = 1 - 0.5\lvert\mathrm{P}\rvert$	$A_E = D_e.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert -F_e, 0\rVert$ $A_W = D_w.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert F_w, 0\rVert$ $A_N = D_n.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert -F_n, 0\rVert$ $A_S = D_s.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert F_s, 0\rVert$
Upwind	$\mathrm{A}\lvert\mathrm{P}\rvert = 1$	$A_E = D_e + \lVert -F_e, 0\rVert$ $A_W = D_w + \lVert F_w, 0\rVert$ $A_N = D_n + \lVert -F_n, 0\rVert$ $A_S = D_s + \lVert F_s, 0\rVert$
Hybride	Schéma couplé de deux schémas Des différences centrées et UPWIND $: upwind: P < -2\ et\ P > 2$ $-2 < P < +2$ $: différence\ centrées$ $A(\lvert P\rvert) = \max(0.0, 1.0 - 0.5\lvert P\rvert)$	$A_E = \max(0.1 - 0.5\lvert P_E\rvert + \max(-F_E, 0)$ $A_W = \max(0.1 - 0.5\lvert P_W\rvert + \max(F_W, 0)$ $A_N = \max(0.1 - 0.5\lvert P_N\rvert + \max(-F_N, 0)$ $A_S = \max(0.1 - 0.5\lvert P_S\rvert + \max(-F_S, 0)$
Exponentiel	$\mathrm{A}\lvert\mathrm{P}\rvert = \dfrac{(\lvert\mathrm{P}\rvert)}{\mathrm{e}^{(\lvert\mathrm{P}\rvert)} - 1}$	$A_E = \dfrac{(F_e)}{\exp\left(\frac{F_e}{D_e}\right) - 1}$ $A_W = \dfrac{(F_w)}{\exp\left(\frac{F_w}{D_w}\right) - 1}$ $A_N = \dfrac{(F_n)}{\exp\left(\frac{F_n}{D_n}\right) - 1}$ $A_S = \dfrac{(F_s)}{\exp\left(\frac{F_s}{D_s}\right) - 1}$
Loi de puissance	$\mathrm{A}\lvert\mathrm{P}\rvert = \lVert 0, (1 - 0.1\lvert\mathrm{P}\rvert)^5\rVert$	$A_E = D_e.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert -F_e, 0\rVert$ $A_W = D_w.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert F_w, 0\rVert$ $A_N = D_n.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert -F_n, 0\rVert$ $A_S = D_s.\lVert 0, (1-0.1\lvert P\rvert)^5\rVert + \lVert F_s, 0\rVert$

Des équations similaires peuvent être écrites pour chaque cellule du maillage. Cela donne des équations algébriques avec une matrice de coefficients disperses (sparse coefficients matrix). "Fluent" résout ce système linéaire en utilisant un solveur ponctuel implicite d'équations linéaires (Gauss-Seidel).

IV.1.3 Méthode de calcul de champ de pression

L'algorithme SIMPLE est une procédure de prédiction-correction, avec laquelle il nous sera possible de tirer un champ de pression et de vitesses vérifiant à la fois les équations de quantité de mouvement et celle de la continuité (figure 60) [69]. L'étape de prédiction consiste à donner un champ de pression P* dans le domaine d'écoulement, cette distribution de pression générera un champ de vitesses (U*, V*) Φ est défini par : Φ = Φ* + Φ′. Φ′ est une correction.

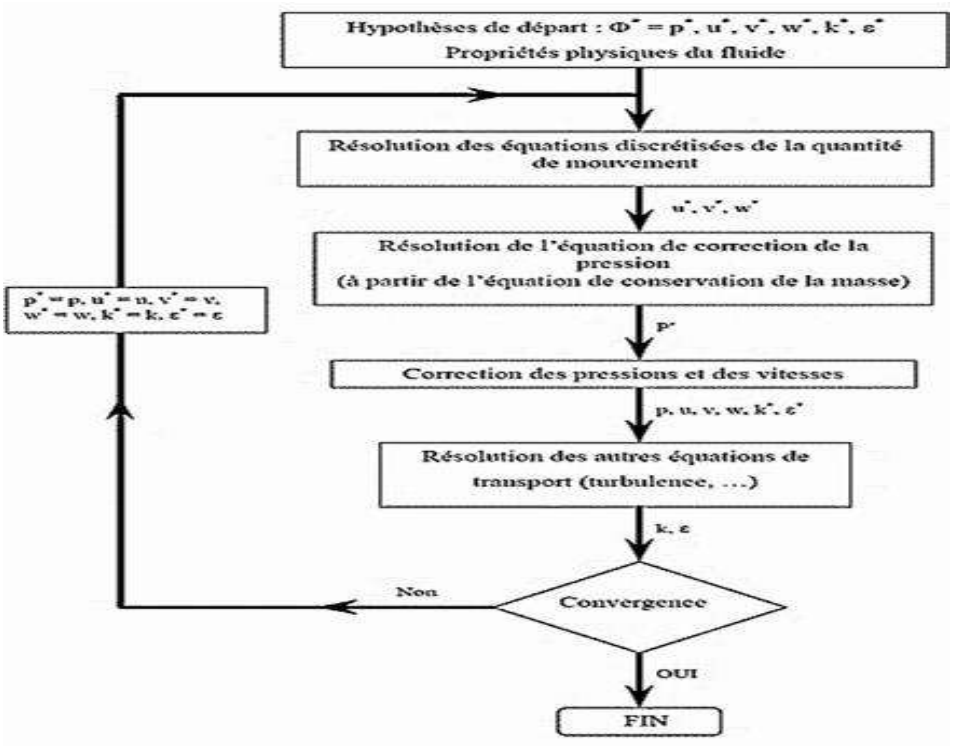


Figure 60. Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE.

Soit P' la correction de pression, d'où les composantes de correction de U et V sont respectivement U' et V'. Ainsi, les champs corrigés de pression et de vitesse peuvent si écrire :

$$\begin{cases} P = P^* + P' \\ U = U^* + P' \\ V = V^* + V' \end{cases} \qquad \text{(IV.36)}$$

IV.1.4 Critère de convergence

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations. Elle converge lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence est donc utilisé pour stopper le processus itératif lorsqu'il est satisfait. Le critère de convergence utilisé par le

code de calcul repose sur le résidu de l'équation de continuité. En toute rigueur, le résidu correspond à la somme, sur toutes les mailles, de l'erreur effectuée sur l'équation discrétisée lorsque les variables déterminées par le processus sont réintégrées dans l'équation discrétisée. Les valeurs ϕ sont obtenues à l'issue de l'itération n. Pour éviter d'apporter de nombreuses corrections trop grandes à ces grandeurs, et ainsi diminuer les risques de divergence du calcul, les nouvelles valeurs de ϕ utilisées pour l'itération $(+1)$ sont calculées comme suit :

$$R_{\emptyset} = a_p \phi_p - \sum a_{nb}\, \emptyset_{nb} - S \qquad \text{(IV.37)}$$

$\phi^{(n-1)}$: est le résultat de l'itération $(n-1)$.

β: est appelé facteur de sous relaxation. Il est compris entre 0 et 1.

IV.1.5 Facteur de sous relaxation

Pour les équations non linéaires, il est nécessaire de contrôler le changement d'un scalaire φ lors de la résolution. La sous relaxation réduit ce changement durant chaque itération. La nouvelle valeur dépend donc de la valeur précédente et de l'écart entre les deux valeurs :

$$\phi\alpha_{\phi,p} = \alpha_{\varphi}\, \phi_P^{k+1} + (1 - \alpha_{\phi})\Delta\phi_p^k \qquad \text{(IV.38)}$$

Où

ϕ_P^{k+1}: Est la nouvelle valeur de, ϕ_p à l'itération k+1

ϕ_P^k : Est la valeur de, ϕ_p à l'itération précédente

Cette variation peut être amortie par l'introduction d'un facteur de sous-relaxation α_ϕ tel que : $0 \leq \alpha_\phi \leq 1$, dont la valeur est dépendante de la nature du problème étudié, du nombre de nœuds, de la distance entre les nœuds et de la méthode itérative appliquée.

IV.1.6 Ordre de précision

Dans tous ses versions, "Fluent" offre deux modes de calcul : le mode "double précision" et le mode "simple précision qui est le mode que l'on va utiliser. ". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire.

IV.2 Model physique

Le modèle physique de la simulation numérique développé pour étudier le flux monophasique à l'intérieur des micro-canaux est présenté dans ce paragraphe. Les équations du modèle, les conditions aux limites et la génération du maillage requis pour la simulation numérique sont décrites. La méthode de calcul numérique, le schéma de discrétisation et l'algorithme de calcul sont également présentés. La disposition du micro-échangeur de chaleur testé dans le présent travail est illustrée dans la figure 61 (a).

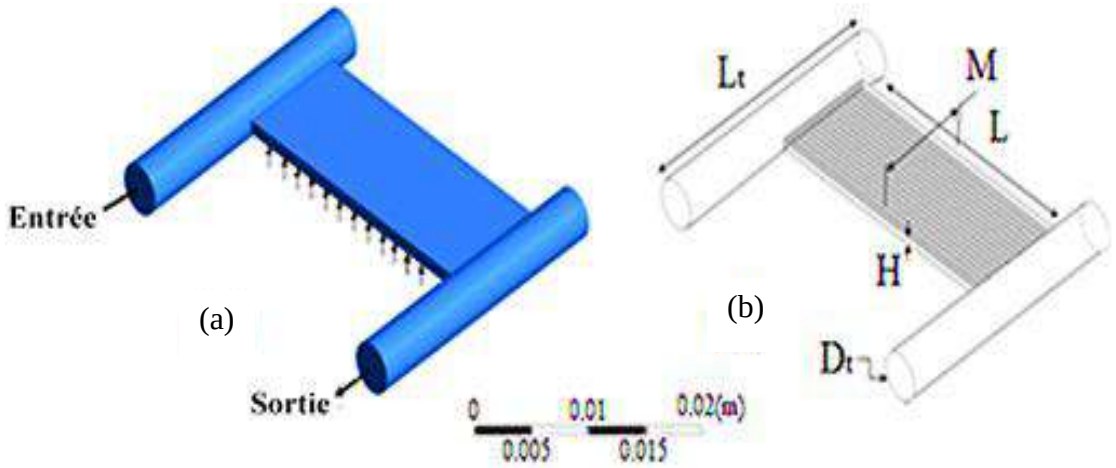


Figure 61. Micro-échangeur de chaleur : (a) Configuration ; (b) Volume de calcul.

Un volume élémentaire a été considéré dans le modèle de calcul (figure 61 (b)). Le transfert de chaleur conjugué à l'intérieur du micro-canal a été simulé à l'aide de l'outil CFD (dynamique des fluides numérique) ANSYS / FLUENT 14.0.

IV.3 Condition aux limites

Les conditions aux limites spécifient l'écoulement et les variables thermiques aux frontières du modèle physique. Par conséquent, ce sont des composantes critiques pour le paramétrage des simulations numériques par Fluent et il serait très important de les spécifier correctement. Les conditions aux limites du problème sont résumées dans le tableau 10, pour un écoulement incompressible.

***Tableau 9**. Conditions aux limites*

Région	Paramètre	Condition
Entrée	Mass flow rate	Kg/s
	Inlet temperature	25 °C - 65 °C
	Pression	Operating conditions
Sortie	Outflow	Tout gradient est nul
Parois	Wall	Parois externes adiabatique
Solide	Heat flux density	15×10^5 W/m^2
Régime	Écoulement	Laminaire et stationnaire

Par la suite, un schéma numérique : SIMPLE pour le couplage pression-vitesse, schéma 2nd Ordre Upwind pour le reste des variables. L'approche est bien connue pour la stabilité de la solution. La convergence a été obtenue avec des résidus inférieurs à 10^{-7} pour toutes les équations gouvernantes. Le nano fluide est défini dans l'ANSYS Fluent comme un nouveau fluide avec une nouvelle densité, viscosité, conductivité thermique et chaleur spécifique pour différentes concentrations en nanoparticules fixées à 1 % et 5 %.

Hypothèse

Les hypothèses suivantes ont été formulées lors de la simulation numérique :

- L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanant
- Le micro échange de chaleur avec l'environnement extérieur est nul (système adiabatique)
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes sur tout le long du micro échangeur de chaleur.
- Le modèle $\kappa - \varepsilon$ a été utilisé dans la simulation CFD du micro échangeur de chaleur avec de l'eau ainsi qu'avec un nano fluide.

IV.4 Équations gouvernantes

Afin de décrire mathématiquement les écoulements turbulents, cette étude est basée sur une hypothèse de milieu continu, dans laquelle les parcelles fluides sont considérées de petite taille devant les échelles caractéristiques des mouvements du fluide, mais de grande dimension devant le libre parcours moyen des molécules. Les principes de conservation ainsi que des schémas du

comportement dynamique et thermique sont appliqués à cette parcelle de fluide. Les composantes du champ de vitesse de l'écoulement considéré sont notées U_i.

Pour un écoulement incompressible, les bilans fondamentaux locaux pour un fluide de masse volumique ρ (en $kg.m^{-3}$) s'écrivent dans leur forme non conservative en coordonnées cartésiennes.

➢ *Équation de conservation de la masse :*

Dans les conditions proposées au-dessus, l'équation de continuité peut s'écrire :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\left(\rho \overrightarrow{U_i}\right) = 0 \qquad \text{(IV.39)}$$

En développant pour un problème 3D, L'équation de conservation du débit s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho\left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right] + u\frac{\partial \rho}{\partial x} + v\frac{\partial \rho}{\partial x} + w\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \qquad \text{(IV.40)}$$

➢ *Équations de conservation de la quantité de mouvement :*

En notation indicielle, l'équation de conservation de la quantité de mouvement prend la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \qquad \text{(IV.41)}$$

Avec "σ_{ij}" le tenseur des contraintes défini par :

$$\sigma_{ij} = -P.\delta_{ij} + \mu\left[\frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{\partial u_j}{\partial y}\right] - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\delta_{ij} \qquad \text{(IV.42)}$$

δ_{ij} : Symbole de Kronecker

En développant suivant la direction "x" pour un problème 3D, l'équation de la quantité de mouvement devient :

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u u}{\partial x} + \frac{\partial \rho u v}{\partial y} + \frac{\partial \rho u w}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + 2\frac{\partial}{\partial x}\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) \\ -\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{2}{3}\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)\right] &+ \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \rho g_x\end{aligned} \qquad \text{(IV.43)}$$

➢ *Équation de la chaleur :*

Dans le cas où l'écoulement est stationnaire et non soumis à des forces volumiques, l'équation de l'énergie prendra la forme suivante :

$$\rho_f C_{pf} \frac{\partial T u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial^2 k\, T}{\partial x_j^2} + \frac{\partial u_j \sigma_{ij}}{\partial x_{ij}} \qquad \text{(IV.44)}$$

En déduire la quantité de chaleur échangée entre le composant chauffant et le micro échangeur de chaleur en divisant l'équation III.2 par la surface du composant chauffant :

$$Q = \frac{\dot{\mathrm{P}}}{A_{cc}} \qquad \text{(IV.45)}$$

IV.5 Choix de Maillage

Le maillage est la première étape dans une modélisation numérique (discrétisation du domaine de calcul), il repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes Ω_n élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles, associés à des nœuds de discrétisation, qui sont les points des résolutions des équations discrètes. C'est-à-dire de passer d'un espace indéfini à un espace bien défini. Ces points peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments ainsi qu'en leurs centres ou bien sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée. (Voir figure.62).

Il existe différents types de maillage qui correspondent à des mailles ou éléments de formes différentes. Le maillage influence la précision, la convergence et la vitesse de la solution. En outre, le temps nécessaire pour créer et mailler un modèle est souvent une partie importante du temps qu'il faut pour obtenir des résultats. Les géométries des dissipateurs de chaleur et leurs maillages ont été élaborés en utilisant le logiciel ANSYS Workbench qui a permis de concevoir les modèles des domaines de calcul et de les exporter dans le code ANSYS-Fluent.

L'influence de la densité du maillage sur la solution numérique pour l'ensemble du modèle de micro échangeur de chaleur doit être examinée avant de procéder aux calculs de notre étude. La méthode de volume finis est basée sur l'intégration des différentes équations aux dérivés partielles tridimensionnelles des modèles mathématiques appliqué à l'écoulement considéré. Les différents types des mailles utilisés par Fluent sont illustrés sur la figure suivante :

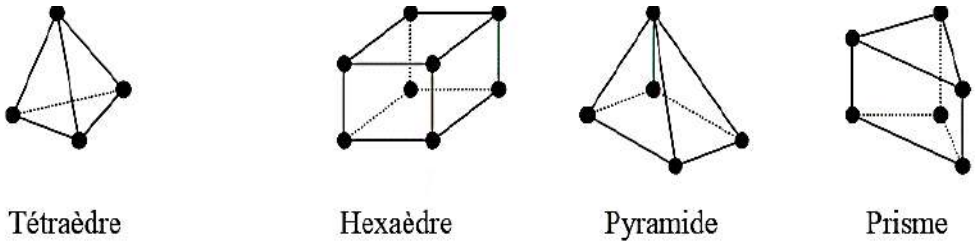


Figure 62. Différents types des éléments.

Le maillage hexaédrique a été choisi suite aux bons résultats obtenus surtout concernant les dissipateurs de chaleur à micro canaux mais on trouve toujours des défaillances des volumes de contrôles à l'entrée qu'à la sortie, donc le raffinement et la génération du maillage sont importants pour prédire le transfert de chaleur dans des géométries complexes.

IV.6 Résultats numérique

Dans cette étude nous avons mene une simulation numérique sur les écoulements à travers le micro échangeur de chaleur utilisant du nanosuspension TiO_2 / Eau à differentes concentrations de 0, 1 et 5 % pour differentes nombre de Reynolds de 250, 500, 1000 et 2000 et à une puisance de 120 W. L'étude consiste à analyser l'effet de la température d'entrée et de la concentrartion des nano suspensions sur le refroidissement du composant chauffants.
En premier lieu, nous avons mene une etude de l'influence de maillage sur les resultats numeriques, qui permettra de tester le plus adaptées pour le type de géométrie étudiée. Il a noté qu'une validation du code de calcule est faite par la confrontation des résultats issus de l'analyse numérique avec ceux des mesures expérimentales obtenues. Enfin, nous présentons et discutons l'ensemble des résultats de la simulation numérique effectuée.

IV.6.1 Tests de maillage

L'influence de la densité du maillage sur la solution numérique pour l'ensemble du modèle du micro-échangeur de chaleur doit être examinée avant de procéder aux calculs de notre étude. Ainsi, plusieurs tests numériques ont été réalisés sur différents nombres d'éléments de maillage compris entre 4×10^5 et 24×10^5, pour s'assurer de l'indépendance du maillage (Figure 63). La valeur de la température de l'élément chauffant et la pression totale par rapport au nombre d'éléments de maillage ont été choisies comme valeur d'observation.

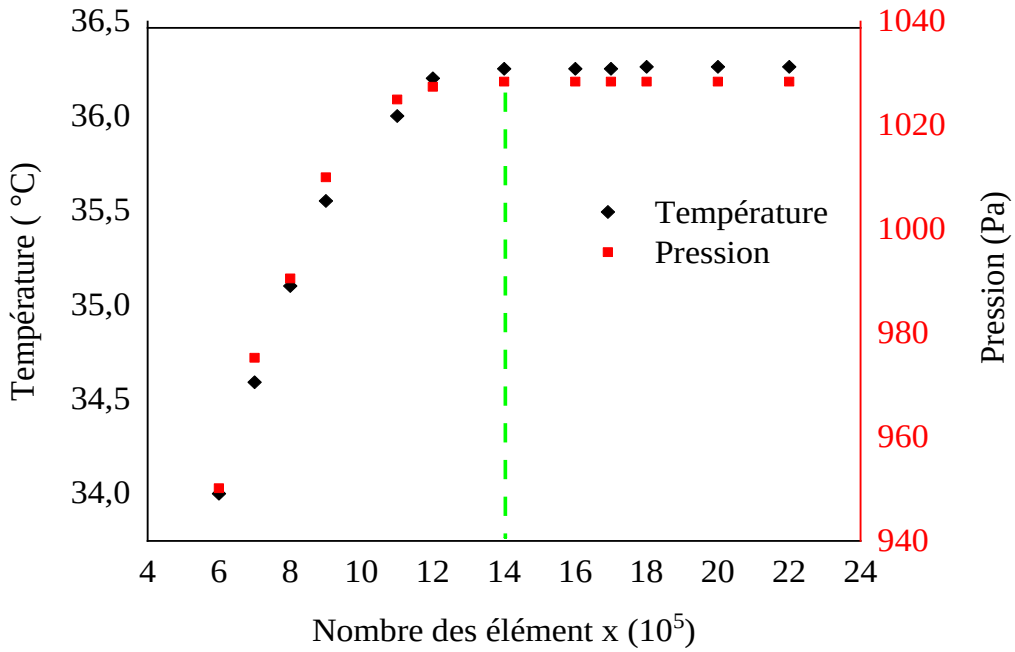


Figure 63. L'indépendance des résultats par rapport à la densité de la grille de maillage.

La figure 63 montre le test de raffinement de maillage réalisé à un nombre de Reynolds de 500, une puissance de 120 W et une température d'entrée de 25 °C pour l'eau de refroidissement. On peut noter que l'indépendance de la grille est atteinte un nombre d'éléments de maillage est égal à 14.5 x 10^5. C'est aussi un équilibre entre la précision des résultats et le moment du calcul.

IV.6.2 Validation du code de calcule

Le code de simulation CFD utilisé a été validé en comparant les données numériques avec les résultats expérimentaux obtenus sous les mêmes conditions de travail (figure 64).

Les profils de la température pariétale le long du micro-canal, en fonction de la distance axiale X, de l'entrée du micro-canal (x = 0) à la sortie sont comparés avec ceux obtenus par des essais expérimentaux et aux mêmes différents nombres de Reynolds de 500,1000 et 2000.

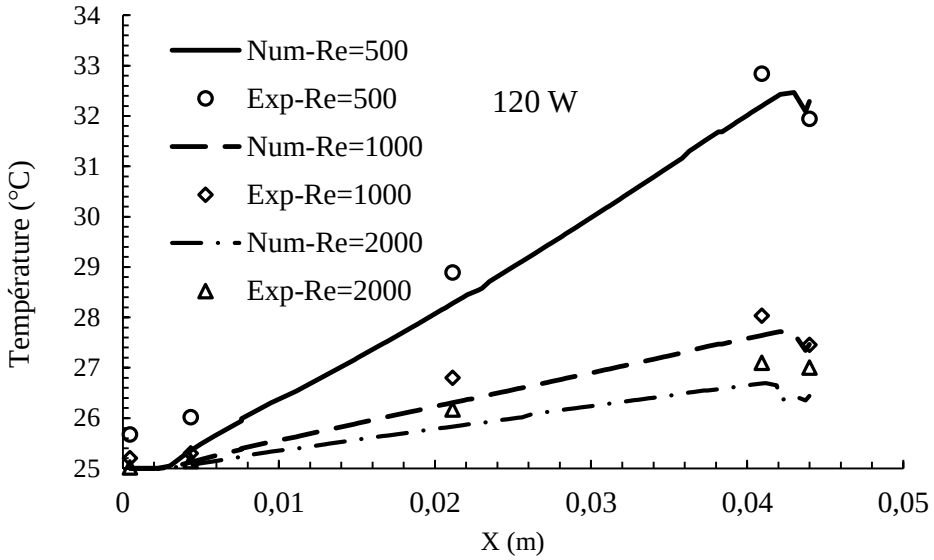


Figure 64.Validation des résultats obtenus par simulation numérique avec les résultats expérimentaux.

La figure 64 montre que les tendances de la solution numérique sont en bon accord avec les points de mesure expérimentaux. Dans tous les cas des nombres de Reynolds, les valeurs de la température du composant chauffant pour les résultats numériques et expérimentaux sont très proches avec une erreur relative moyenne inférieure à 5 %. Cela confirme la fiabilité du code numérique adopté.

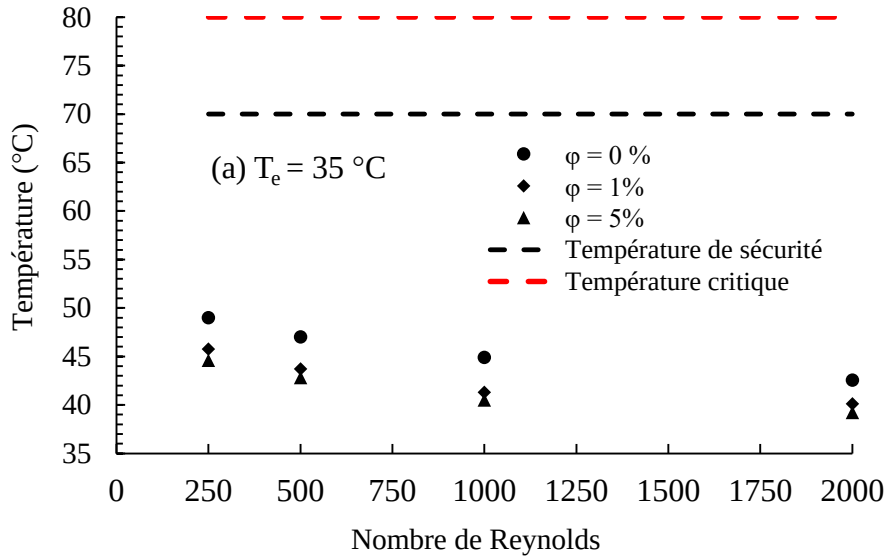
IV.6.3 Effet de la température d'entrée et de la concentration des nano suspensions sur le refroidissement à micro échangeur de chaleur

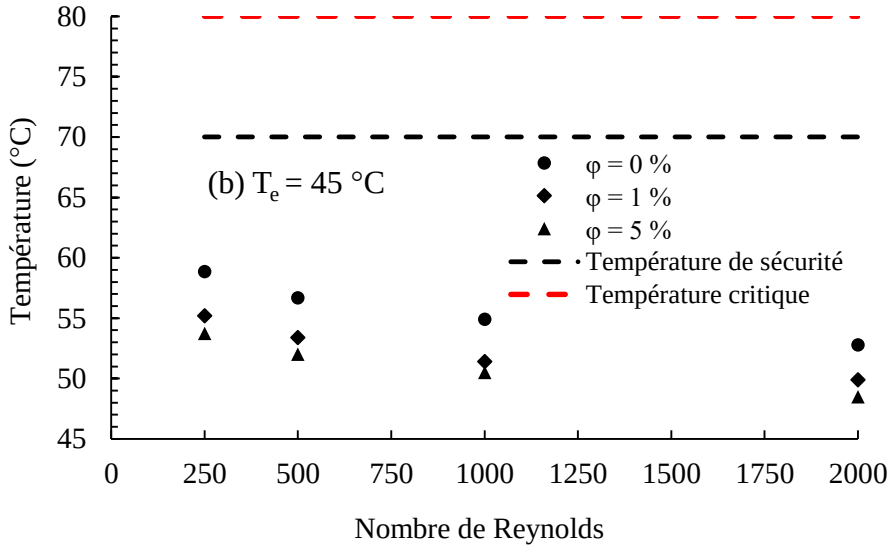
Les températures maximales du composant chauffant en fonction du nombre de Reynolds dans le cas d'une puissance de 120 W sont indiquées dans la figure 65 suivantes, où la température d'entrée du nano-suspension varie de 35 °C à 65 °C à des intervalles de 10 °C et pour trois fraction volumique (φ) des nanoparticules de TiO_2 égale 0, 1 et 5 % avec un nombre de Reynolds compris entre 250 à 2000. Comme mentionné précédemment, l'objectif du système de refroidissement est de maintenir la température atteinte par le composant chauffant en dessous de la température critique T_c = 80 °C. Pour un fonctionnement sûr du composant chauffant, nous avons suggéré une température de sécurité T_{cs} de 70 °C, de telle sorte que le composant chauffant ne dépasse pas cette température.

Dans le cas de la température d'entrée T_e égale à 35 °C (figure 65 (a)) avec Re = 250, nous constatons que la température maximale atteinte par le composant chauffant est de 50 °C à φ= 0 %, soit un écart de 20 °C par rapport à la température de sécurité T_{cs} = 70 °C, soit une

diminution de 28 %. La température du composant chauffant est diminuée jusqu'à 46 °C à φ = 1 % et 44.6°C à φ = 5 %, ces valeurs sont inférieures de 8 et 10 % respectivement à celle obtenue pour avec φ= 0 %. Également, la température du composant chauffant est maintenue à un niveau réduit pour les différents nombres de Reynolds avec cette température d'entrée.

La figure 65 (b) où la température de l'eau pure à l'entrée T_e est de 45 °C, pour une concentration φ = 0 % et à un faible nombre de Reynolds Re = 250, la température du composant chauffant T_{ch} est de 59 °C, cette diminution se situe à 16 %. Pour les deux concentrations 1 et 5 %, la température du composant chauffant est inférieure à 7 et 10 % respectivement de la concentration φ = 0 % pour les tous les nombres de Reynolds.





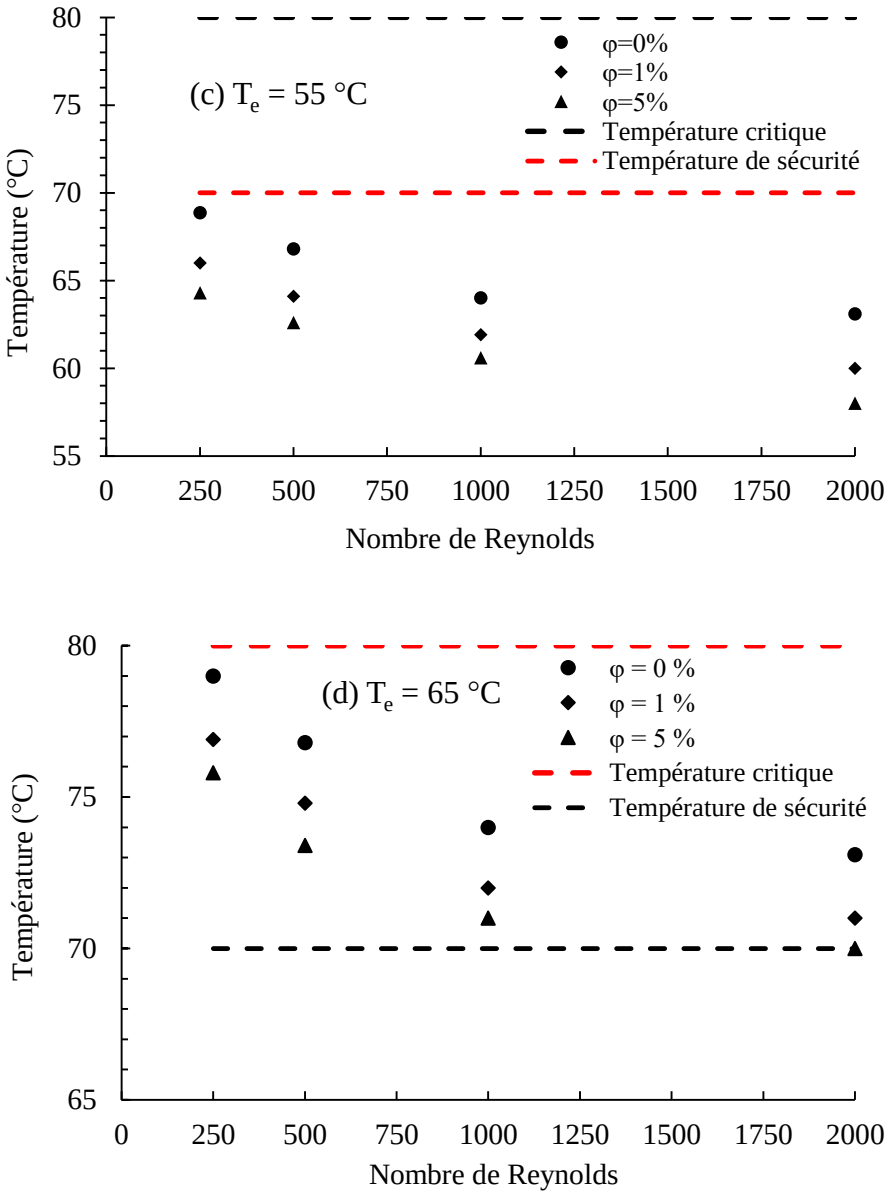
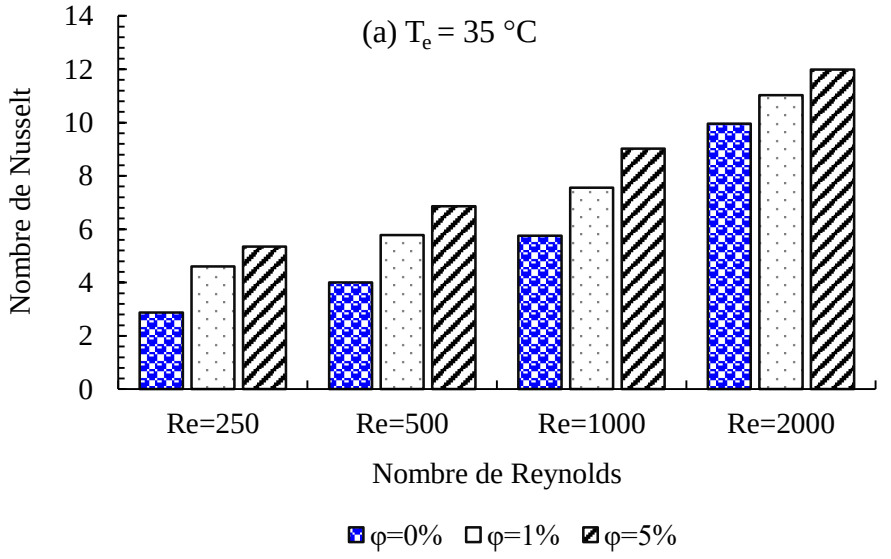
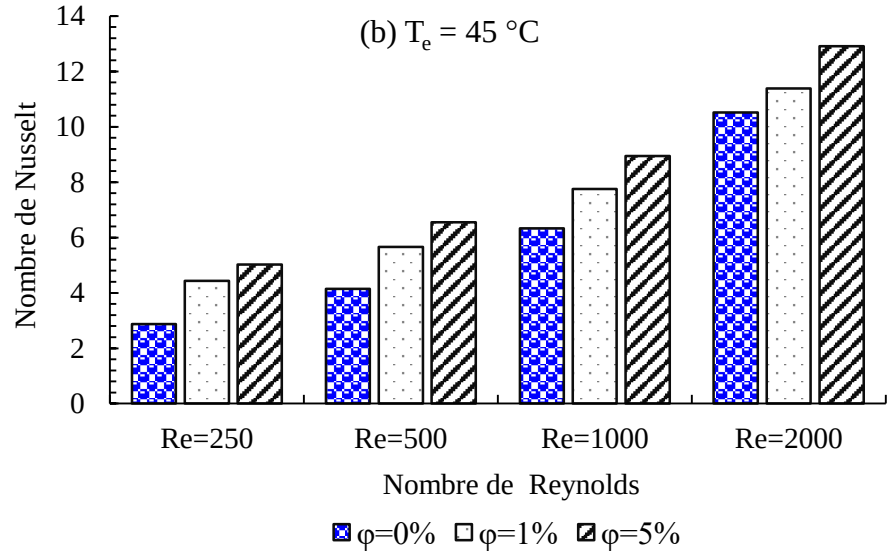


Figure 65. Évolution de la température du composant chauffant en fonction du nombre de Reynolds pour des concentrations de 0%, 1% et 5% à : (a) Te=35 °C ; (b) Te=45 °C ; (c) Te=55 °C ; (d) Te=65 °*C*.

Dans le cas où la température d'entrée d'eau est égale à 55 °C, comme cela été visible sur la figure 65 (c) et à Re = 250 la température du composant chauffant est égale de 68 °C et elle diminue avec l'augmentation de la concentration à φ = 1 % et φ = 5 % d'environ 66 °C et 64 °C respectivement, soit une amélioration de 3 % et 6 %. Également, pour le nombre de Reynolds élevé Re = 2000 la température du composant chauffant diminue jusqu'à 58 °C à φ = 5 %. Quant au refroidissement avec une température d'entrée de 65 °C (figure 65 (d)), il ne convient pas à toutes les situations, il est recommandé d'abandonner le refroidissement à cette température d'entrée pour des raisons de sécurité.

L’étude de transfert de chaleur dans les micro canaux est représentée par la variation du nombre Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes températures d'entrée (Te) et à trois différentes concentrations de φ = 0 %, φ = 1 % et φ = 5 % est illustré à la figure 66. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente avec l’augmentation de la fraction volumique et le nombre de Reynolds en raison de l'accélération du fluide le long du micro-canal. Également, un taux de transfert de chaleur maximal d'environ 30% est obtenue par le nombre de Reynolds de 2000 et la concentration de 5% du nano-suspensions (TiO_2 / H_2O) avec toutes les différentes températures d'entrée testées.





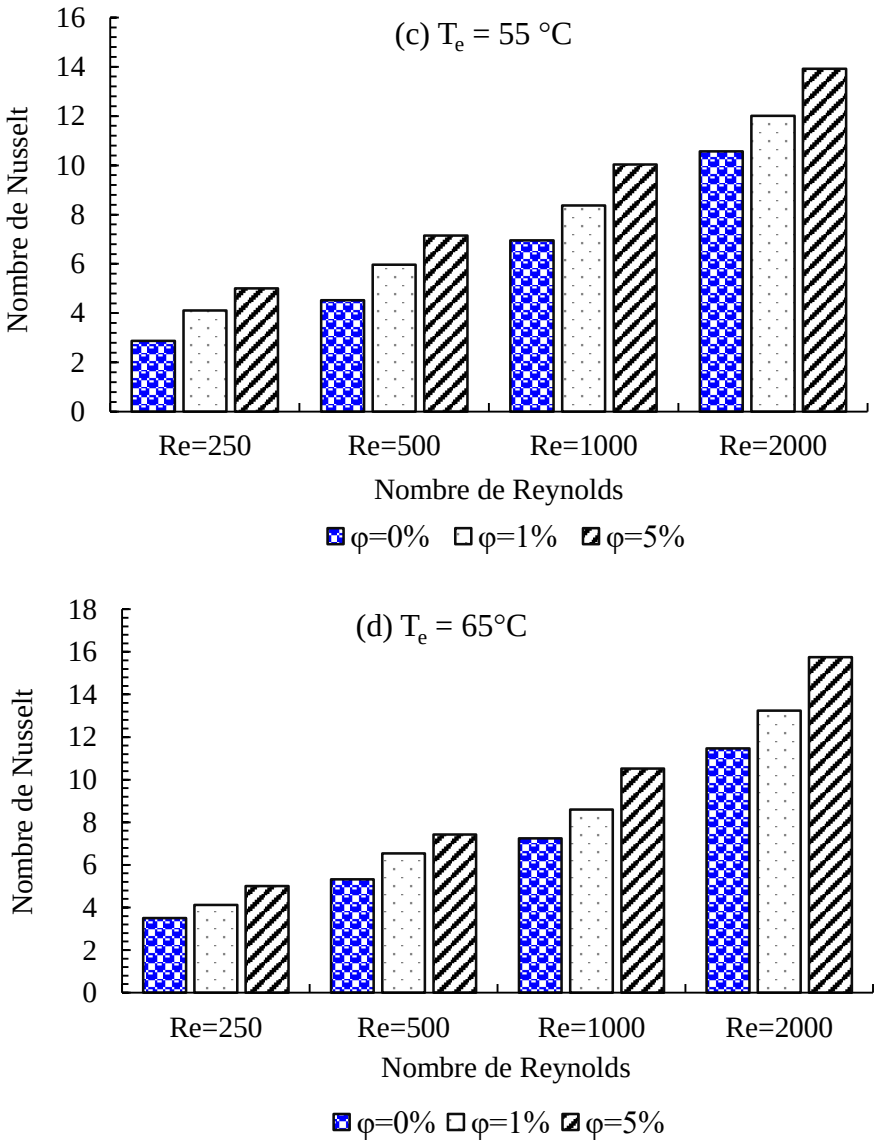


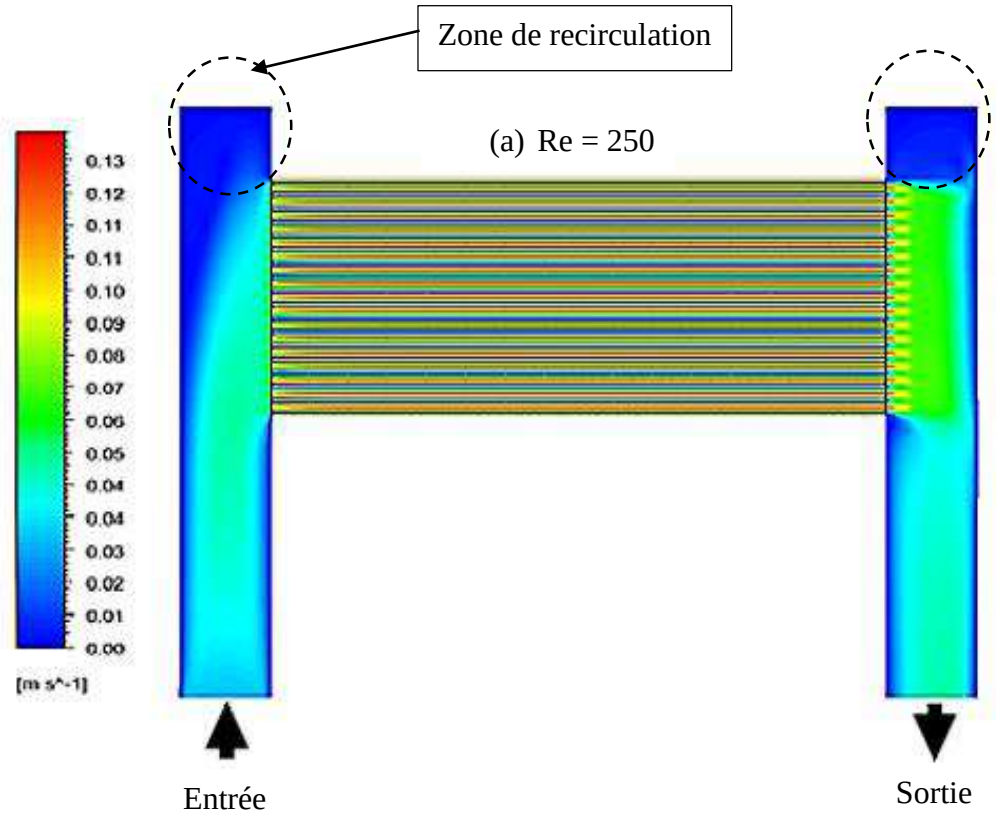
Figure 66. Influence de nombre de Reynolds et de la concentration des nanoparticules sur l'amélioration de transfert de chaleur au sein du micro-échangeur de chaleur pour (a) Te=35 °C ; (b) Te=45 °C ; (c) Te=55 °C ; (d) Te=65 °C.

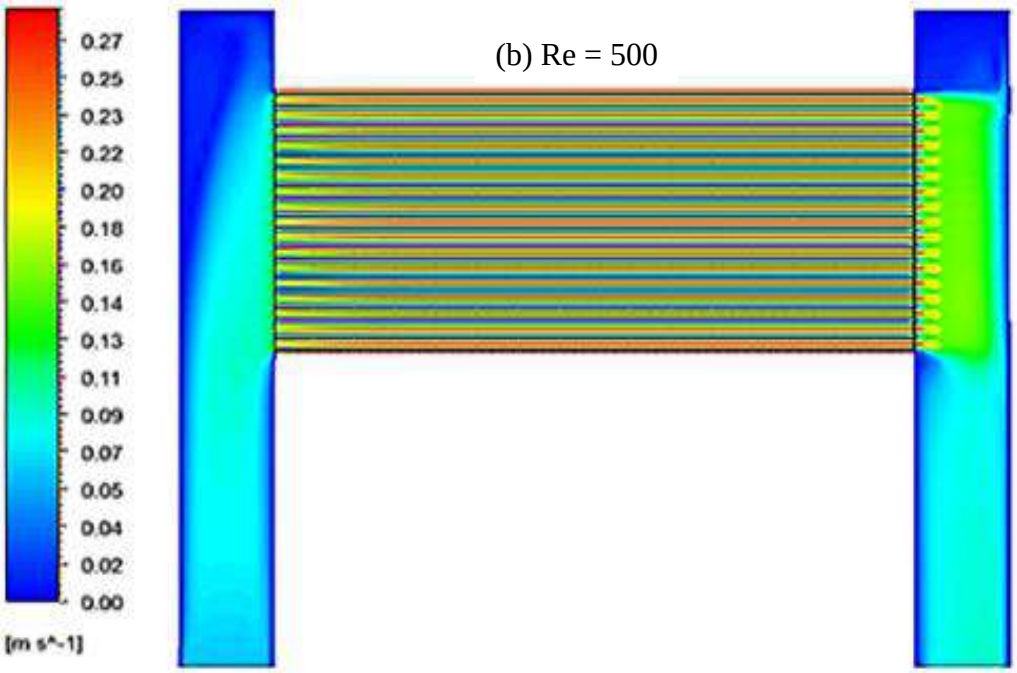
On note également qu'il y a une amélioration notable du nombre de Nusselt avec l'augmentation de la température d'entrée et de la concentration des nanoparticules en raison de l'augmentation de la conductivité thermique causée par l'augmentation de la température du nano suspensions. À titre indicatif, entre la température d'entrée Te la plus basse = 35 ° C et la Te la plus élevée = 65 ° C une amélioration est d'environ de 10 % et 13 % pour φ = 1 % et φ = 5 % respectivement.

IV.6.4 Effet de la forme du micro échangeur de chaleur sur l'écoulement de fluide

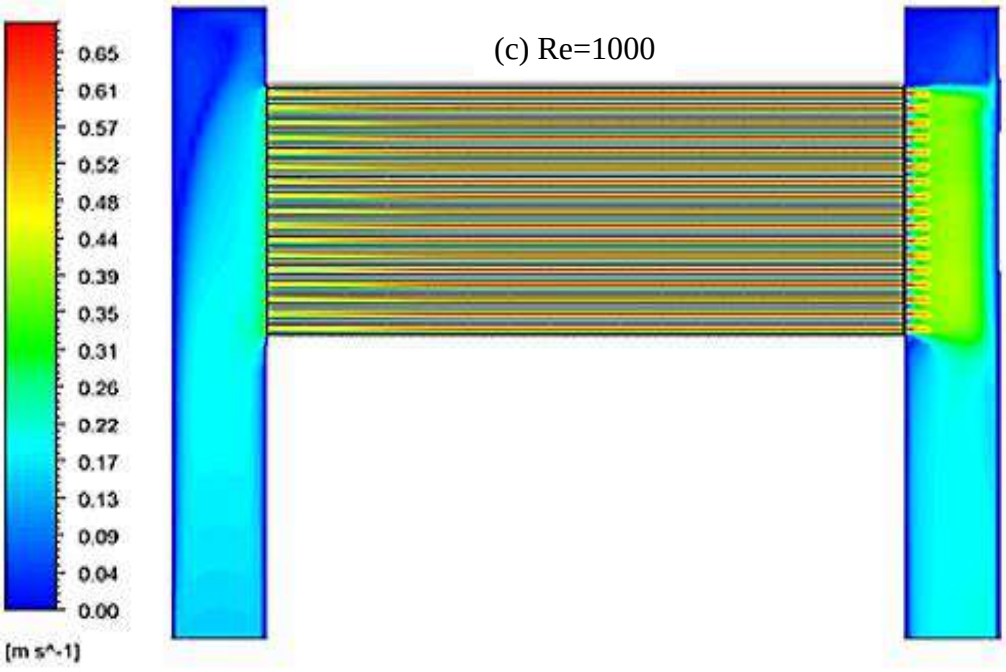
La figure 67 montre les contours de la vitesse axiale de l'écoulement pour différentes valeurs du nombre de Reynolds dans les micro-canaux, à savoir 250, 500, 1000 et 2000. Les profils de la vitesse de vue de face au plan médian de la longueur du micro canaux sont également représentés pour l'observation des profils de la vitesse axiale. Cette vitesse variait d'un minimum à l'entrée des micro-canaux à une valeur maximale à la sortie.

On observe que, les micro-canaux situés à l'extrémité du micro échangeur de chaleur connaissent des vitesses moyennes élevées lorsque le nombre de Reynolds augmente. Cela est attribué à leurs éloignements de l'entrée ainsi qu'au chemin d'écoulement direct qui est entre l'entrée et la sortie à travers ces canaux. On distingue bien la zone de recirculation de l'écoulement, qui se forme dans les collecteurs d'entrée et de sortie derrière les micro canaux. Nous pouvons aussi distinguer que cette région se rétrécie pour les forts débits et s'élargie à faible débit.





(b) Re = 500



(c) Re=1000

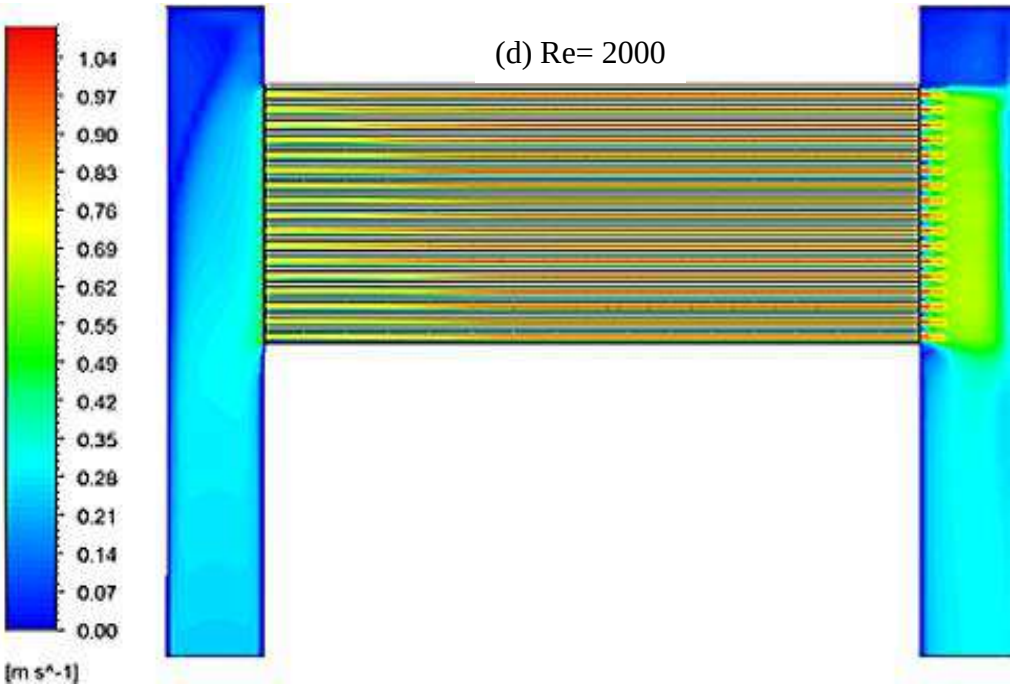


Figure 67.Contours de vitesse moyennes pour les nombres de Reynolds de 250, 500, 1000 et 2000.

Dans ce chapitre, une analyse numérique est effectuée par code CFD ANSYS Fluent pour étudier l'impact de l'utilisation des températures d'entrée élevé varie entre 35 à 65 °C et pour des nombres de Reynolds compris entre 250 à 2000 et à trois différentes valeurs de la concentration de nano suspensions (TiO_2 / H_2O) : φ = 0% 1%, et 5 % sur le refroidissement des composant chauffant. Ainsi que l'influence de la forme du micro échangeur de chaleur sur la vitesse de l'écoulement dans les micro-canaux. En générale, les résultats montrent qu'il y a une possibilité de refroidir les composants électroniques de puissance de 120 W avec des températures élevées du nano suspensions ne dépassant pas 65 °C.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Les travaux de recherche, présentés dans cette thèse, contribuent à proposer des solutions aux nouveaux besoins, plus importants, de refroidissement des équipements électriques contenant des composants électroniques de plus en plus puissants et compacts. Cela, à travers la conception et l'évaluation de l'efficacité de nouveaux dissipateurs thermiques.

Au cours de cette thèse, nous avons présenté une recherche bibliographique riche sur le transfert de chaleur et l'hydrodynamique de l'écoulement dans les micro-canaux. Ces recherches ont été menées pour étudier l'influence de la forme et des dimensions des micro-canaux sur le coefficient de transfert de chaleur et les pertes de charge qui en découlent. D'autres recherches ont montré l'intérêt d'utiliser les nano suspensions comme liquide de refroidissement dans les micro-échangeurs de chaleur. Les résultats obtenus à partir de ces travaux sont très significatifs.

L'étude expérimentale constituée la conception et la réalisation d'un banc d'essais constitué par un composant chauffant, en céramique, de dimension 40 x 28 mm et d'une épaisseur de 5 mm. Ce dernier est utilisé pour générer des puissances fixées à 50, 80, 120 W. Également, on a conçu et réalisé pour étudier le refroidissement en utilisant des dissipateurs à air et un micro échangeur de chaleur refroidi par nano suspensions.

La synthèse des données relevées à partir du banc d'essais pour le maintien d'une température du composant chauffant critique T_c en dessous de 80 °C et pour une température du milieu ambiant d'environ de 25 °C pour les différentes puissances de 50, 80, 120 W, on peut conclure, ce qui suit :

Pour le dissipateur de chaleur à ailettes de forme simple, les résultats expérimentaux montrent qu'il est efficace pour refroidir le composant chauffant pour les puissances de 50 et 80 W et maintenir la température à 52 et 60 ºC respectivement. Pour le dissipateur de chaleur à ailettes de forme constructale les performances de refroidissement sont pratiquement similaire à celle du dissipateur de chaleur à ailettes de forme simple où les températures du composant chauffant maximales sont de 56 et 64 °C pour les puissances 50 et 80 W respectivement. En revanche, on remarque que, pour la puissance de 120 W, la température du composant chauffant dépasse 70 °C avec les deux formes de dissipateurs thermique, ce qui est rend inefficaces pour cette puissance.

L'expérimentations du micro échangeur à nano suspensions en maintien la température d'entrée à 25 °C donne des résultats nettement plus efficaces que ceux obtenus avec les dissipateurs à air.

Quant au nano suspensions, trois concentrations différentes sont expérimentées : un témoin à 0 % (eau pure), une deuxième concentration à 1 % et une troisième à 5 %.

On constate que, dans le cas du refroidissement avec l'eau pure, il y a une diminution significative de la température du composant chauffant. Plus précisément, pour un nombre de Reynolds de 500 et pour une puissance de 50 W, la température maximale du composant chauffant est maintenue à 33.5 °C et pour les puissances de 80 et 120 W les températures maximales du composant chauffant sont de 34.5 et 38 °C respectivement.

Également, les résultats obtenus montrent une amélioration avec tous les nombre de Reynolds testé. Pour les concentrations en nanoparticules de 1% et 5%, on observe une diminution de la température du composant chauffant de 3 à 6 °C que celles observées pour l'eau pure.

L'étude numérique menée sous le code de calcul ANSYS fluent sur le transfert thermique et hydrodynamique des écoulements dans les micro-canaux montre l'influence de la température d'entrée d'eau du micro-échangeur de chaleur entre 35 à 65 °C et pour trois fraction volumique (φ) des nanoparticules de TiO_2 égale 0, 1 et 5 % avec les nombres de Reynolds allant de 250 à 2000 sur le refroidissement du composant chauffant d'une puissance de 120 W.

Les résultats numériques obtenus sont en bon concordance avec ceux trouves expérimentalement. Les résultats numériques montrent également, qu'il est possible de refroidir (T_{ch}<70 °C) le composant chauffant avec des températures d'entrée d'eau allant jusqu'à 55 °C et des nombres de Reynolds allant de 250 à 2000. Le transfert de chaleur est augmenté par des valeurs allant jusqu'à 30 % avec le nano suspension à hautes concentrations de nanoparticules de 5 %, ainsi que les effets de la fraction volumique des nanoparticules sont perceptibles, en particulier à nombres de Reynolds élevés. Les résultats numériques ont montré un déficit à la température maximale de 65 °C à l'entrée du micro échangeur de chaleur. Pour assurer un transfert thermique optimal.

La conception et la réalisation du micro échangeur de chaleur s'est avéré intéressant pour assurer un refroidissement du composant chauffant et ne présente pas des contraintes hydrodynamiques

Les perspectives à ce travail sont nombreuses expérimentalement et numériquement avec d'autres types de nano fluides. Expérimentalement, il serait intéressant de faire varie la température d'entrée du fluide caloporteur pour déterminer la gamme des valeurs qui assure un refroidissement optimal du composant chauffant. On peut également envisager des études de cout économique et d'exergie pour ce type de dispositif.

Bibliographies

Références bibliographiques

[1] http://www.astrosurf.com/luxorion/loi-moore.htm.

[2] E. H. Ridouane, A. Campo, M. Mc Garry, Numerical computation of buoyant airflows confined to attic spaces under opposing hot and cold wall conditions, International Journal of Thermal Sciences, 44(10), 944-952, 2005, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2005. 03.008.

[3] P.E. Tuma, The merits of open bath immersion cooling of datacom equipment, Paper presented at the 26th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2010, doi: 10.1109/STHERM.2010.5444305.

[4] H. Geng, Data center handbook, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 2015.

[5] C. Kheirabadi-Ali, Design of a Thermal Contact Liquid Cooling System for Military Server Electronics Dalhousie, University Halifax, Nova Scotia. (2016).

[6] S. V Garimella, L.-T. Yeh, T. Persoons, Thermal management challenges in telecommunication systems and data centers, IEEE Transactions on Components Packagingand Manufacturing Technology, 2(8), 1307-1316.2012. dio :10.1109/TCPMT .2012.2185797.

[7] A. C. Kheirabadi, D. Groulx, Cooling of server electronics: A design review of existing technology, Applied Thermal Engineering, 105. 622-638. 2016b, dio: https://doi.org/10. 1016/j.applthermaleng.2016.03.056.

[8] Y. T Lin, M. S Shieh, H. D Liou, et C. S Hou, Investigation on the mass entrainment of an acoustically controlled elliptic jet, International Communications in Heat and Mass Transfer, 25, no.3, 379–388, 1998, dio: https://doi.org/10.1016/S0735-1933(98)00025-6.

[9] A. F Al-Neama, N. Kapur, J. Summers, H. M. Thompson, An experimental and numerical investigation of the use of liquid flow in serpentine microchannels for microelectronics cooling, Applied Thermal Engineering, 116, 709-723. 2017, doi: 10.1016/j.applthermal eng.201702.00.

[10] S. V. Garimella, C. B. Sobhan, Transport in microchannels–A critical review, Annual Reviews of Heat Transfer, 13, 1–50, 2003, doi :10.1615/AnnualRevHeatTransfer.V13.30

[11] C. Byon. Heat Pipe and Phase Change Heat Transfer Technologies for Electronics Cooling. Electronics Cooling, 2016, doi: 10.5772/62328.

[12] MHA. Elnaggar, MZ. Abdullah, MA. Mujeebu, Experimental investigation and optimi zation of heat input and coolant velocity of finned twin U-shaped heat pipe for CPU

cooling, Experimental Techniques, In press, 2011, dio: https://doi.org/10.1111/j.1747-1567.2011.00757.x.

[13] J.C. Wang, L-type heat pipes application in electronic cooling system, International Journal of Thermal Sciences, 50(1), 97–105, 2011, dio: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.07.001.

[14] S.Valérie, Etude hydrodynamique et thermique de la vaporisation dans un micro-canal de section carrée : application aux micro-boucles diphasiques à pompage capillaire, Laboratoire PLAsma et Conversion de l'Energie-Bat 3R1, Université Paul Sabatier-118, Route de Narbonne –31062 Toulouse Cedex 9.

[15] J. Kirshberg, K. Yerkes, D. Liepmann, Micro-Cooler for Chip-Level Temperature control, SAE Aerospace Power System Conference,1999.

[16] H. Louahlia, M. Sébastien, Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques, LUSAC, Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg. 2015.

[17] https://www.1-act.com/innovations/thermal-storage/pcm-heat-sink-design-considera

[18] M. Lu, X. Zhang,J. Ji, X. Xu, Y. Zhang, Research progress on power battery cooling technology for electric vehicles, Journal of Energy Storage, 27, 101155, 2020, doi : 10. 1016/j.est.2019.101155.

[19] S. J. Thiagarajan, S. Narumanchi, C. King, W. Wang, and R. Yang, Enhancement of Heat Transfer With Pool and Spray Impingement Boiling on Microporous and Nanowire Surface Coatings, in 14th International Heat Transfer Conference, 6, pp. 819–828, 2010, dio: https //doi.org/10.1115/IHTC14-23284.

[20] J. Michael. Jr Ellsworth, High Powered Chip Cooling — Air and Beyond, Electronics, Cooling Magazine, 2005.

[21] D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease, High-performance heatsinking for VLSI. IEEE Electron Device, Lett. EDL 2, pp. 126–129, 1981.

[22] A. Serizawa, Z. Feng, Z. Kawara, Two-phase flow in micro-channels, Experimental Thermal and Fluid Science, 26. pp. 703–714, 2002, 00175-9.

[23] M. Suo, P. Griffith, Two-phase flow in capillary tubes, Journal of Basic Engineering. 86, pp. 576–582. 1964, http://hdl.handle.net/1721.1/61463.

[24] S.S. Mehendale, A.M. Jacobi, R.K. Ahah, Fluid flow and heat transfer at micro and meso-cales with application to heat exchanger design, Applied Mechanics Reviews, 53, pp. 175–193.2000, https://doi.org/10.1115/1.3097347.

[25] S.G. Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and micro-channels, Experimental Thermal and Fluid Science, 26. pp. 389–407, 2002, https://doi. org /10.1016/S0894-1777(02)00150-4.

[26] N. T. Obot, Toward a better understanding of friction and heat mass transfer in microchannels, Microscale Thermophysical Engineering, 6, pp. 155–173, 2002, https:// doi.org/10.1080/10893950290053295.

[27] Nabil BESSANANE, Thèse, Simulation numérique de la convection turbulente : geometries regulieres et complexes, Université de Reims Champagne-Ardenne. Université de Batna ii, 2018.

[28] R. W.Keyes, Physical Limits in Digital. Electronics, Proceedings of the IEEE, 63. pp. 740-767, 1975, dio: 10.1109/PROC.1975.9825.

[29] L.J. Missaggia, J.N. Walpole, Z.L. Liau, R.J. Phillips, Microchannel heat sinks for two dimensional high-power-density diode laser arrays, IEEE Journal of Quantum Electronics, 25(9). pp. 1988–1992, 1989, dio: 10.1109/3.35223.

[30] X.F. Peng, G.P. Peterson, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannels structures, International Journal of Heat and Mass Transfer, 36 (12). pp. 2599–2608, 1996, https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00327-4.

[31] T.M. Harms, M.J. Kazmierczak, F.M. Gerner, Developing convective heat transfer in deep rectangular micro channels, International Journal of Heat Fluid Flow, 20, pp.149–157, 1999, https://doi.org/10.1016/S0142-727X(98)10055-3.

[32] P. Gao, S. Le Person, M. Favre–Marinet, Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannel, International Journal of Thermal Science, 41, pp. 1017-1027, 2002, https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)01389-3.

[33] P.S. Lee, S.V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48(9), pp.1688–1704, 2005, https://doi.org /10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.11.019.

[34] B. Kim, An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular micro channels, International Journal of Heat and Fluid Flow, 62, pp. 224–232, 2016, https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.10.007.

[35] Z. Chamanroy, M. Khoshvaght-Aliabadi, Analysis of straight and wavy miniature heat sinks equipped with straight and wavy pin-fins, International Journal of Thermal Sciences, 146, 106071, 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106071.

[36] X. Guodong, Z. Yuling, C. Zhenzhen, Numerical investigation of thermal enhancement in a micro heat sink with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs, Applied

Thermal Engineering, 58, pp. 52–60, 2013, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng. 2013.04.005.

[37] P. Srivastava, R. Ishwarlal Patel, A. Dewan, Thermal Performance Study of Double-Layer Microchannel with Bifurcation, Thermal Science and Engineering Progress, 17, pp.100–481, 2020, https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100481.

[38] E. M. Dede, Y.Liu, Experimental and numerical investigation of a multi-pass branching micro channel heat sink, Applied Thermal Engineering, 55, pp. 51–60, 2013, https://doi. org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.038.

[39] H. Shen, G. Xie, C.C. Wang, Thermal performance and entropy generation of novel X-structured double layered microchannel heat sinks, Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, 111, 90-104, 2020, doi : 10.1016/j.jtice.2020.04.021.

[40] G. Wang, D. Niu, F. Xie, Y. Wang, X. Zhao, G. Ding, Experimental and numerical investigation of a microchannel heat sink (MCHS) with micro-scale ribs and grooves for chip cooling, Applied Thermal Engineering, 85, pp. 61–70, 2015, https://doi.org/10. 1016 /j.applthermal eng.2015.04.009.

[41] L. Minghou, L. Dong, X. Sheng, Yiliang Chen, Experimental study on liquid flow and heat transfer in micro square pin fin heat sink, International Journal of Heat and Mass Transfer, 54. pp. 5602–5611, 2011, https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011. 07.013.

[42] S-S. Hsieh, Y.-C. Hsieh, Y-C. Hsu, C.-F. Huang, Low Reynolds numbers convective heat transfer enhancement in roughened microchannels, International Communications in Heat and Mass Transfer, 112, 104486, 2020, doi: 10.1016/j.ic heat masstransfer.2020 .104486.

[43] S. Lee, SUS. Choi, S. Li, JA. Eastman, Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, ASME Journal Heat Transfert, 121. pp. 280–289, 1999, https://doi .org/10.1115/1.2825978.

[44] S.U.S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticules, Developments and application of non-newtonian flows, FED-Vol. 231/MD-Vol. 66. 1995, 99-105, dio: W-31109- ENG-38

[45] J. Chevalier. Thèse. Étude de la rhéologie de nano fluides soumis à de très forts taux de cisaillement à l'aide de microsystèmes, Université Grenoble I – Joseph Fourier. 2008.

[46] I. Zahmatkesh, M. Sheremet, L. Yang, S.Z. Heris, M. Sharifpur, J.P. Meyer, M. Ghalambaz, S. Wongwises, D. Jing, O. Mahian, Effect of nanoparticle shape on the

performance of thermal systems utilizing nanofluids: A critical review, Journal of Molecular Liquids, 114 430,2020, doi: 10.1016/j.molliq.2020.114430.

[47] L.S. Maganti, P. Dhar, T. Sundararajan, S.K. Das, Heat spreader with parallel microchannel configurations employing nanofluids for near–active cooling of MEMS, International Journal of Heat and Mass Transfer, 111, pp. 570–581, 2017, https://doi.org /10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.032.

[48] S.M. Hassani, M. Khoshvaght-Aliabadi, S.H. Mazloumi, Influence of chevron fin interruption on thermo-fluidic transport characteristics of nanofluid-cooled electronic heat sink, Chemical Engineering Journal. 191. pp.436–47. 2018, https://doi.org/10. 1016/j.ces.2018.07.

[49] Z. X. Li, U. Khaled, A. A. A. A. Al-Rashed, M., Goodarzi, M. M. Sarafraz, R. Meer, Heat transfer evaluation of a micro heat exchanger cooling with spherical carbon-acetone nanofluid, International Journal of Heat and Mass Transfer, 149. pp.119–124, 2019, https://doi.org/10.1 016/j.ijheat masstransfer.2019.119124.

[50] V., Kumar, J. Sarkar, Experimental hydrothermal behavior of hybrid nanofluid for various particle ratios and comparison with other fluids in minichannel heat sink, International Communications in Heat and Mass Transfer. 110, 104397. 2020. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104397.

[51] C. J., Ho. S.-T. Hsu, S., Rashidi, W.-M. Yan, Water-based nano-PCM emulsion flow and heat transfer in divergent mini-channel heat sink—An experimental investigation, International Journal of Heat and Mass Transfer, 119086, 2019, doi: 10.1016/j.ijheat masstransfer.2019.11908.

[52] V.A. Martínez, D.A. Vasco, C.M. García-Herrera, R. Ortega-Aguilera, Numerical study of TiO_2-based nanofluids flow in microchannel heat sinks: Effect of the Reynolds number and the microchannel height, Applied Thermal Engineering, 161. pp.114130, 2019, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114130.

[53] Y. Hadad, S. Rangararajan, K. Nemati, B. Ramakrishnann, R. Pejman, P. R. Chiarot, B. Sammakia, Performance analysis and shape optimization of a water-cooled impingement micro-channel heat sink including manifolds, International Journal of Thermal Sciences, 148. pp. 106145.2020, https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.1061 45.

[54] H. Yu, S. Hermann, S.E. Schulz, T. Gessner, Z. Dong, W.J. Li, Optimizing sonication parameters for dispersion of single-walled carbon nanotubes, Chemical Physics, 408.1116.2012, https://doi.org/10.1016/j.chemphys.2012.08.020.

[55] Y. Hwang, J.-K. Lee, J.-K Lee, Y.-M. Jeong, S. Cheong, Y.C. Ahn, S.H. Kim, Production of and dispersion stability of nano-particles in nanofluids, Powder Technol, 186 (2) 145-153, 2008, https://doi.org/10.1016/j.powtec.2007.11.020.

[56] A. Ghadimi, I.H. Metselaar, The influence of surfactant and ultrasonic processing on improvement of stability, thermal conductivity and viscosity of titania nanofluid, Experimental Thermal and Fluid Science, 51.1–9. 2013, https://doi.org/10.1016/j.exp thermflusci.2013.06.001.

[57] S. Mukherjee, S. Paria, Preparation and stability of nanofluids-A Review, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 9.63-69. 2013, dio :10.9790/1684-0926369.

[58] https://blog.beamex.com/fr/lesthermocouples

[59] Nadia CHEKIR, Thèse, Application des procédés d'oxydation avancés et des rayonnements solaires, au traitement de polluants émergents. Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene. 2015.

[60] H. Akoh, Y. Tsukasaki, S. Yatsuya, A. Tasaki, Magnetic properties of ferro-magnetic ultra-fine particles prepared by vacuum evaporation on running oil substrate, Journal of Crystal Growth, 45.495-500.1978, https://doi.org/10.1016/0022-0248(78)90482-7.

[61] C.-H. Lo, T.-T. Tsung, L.-C. Chen, C.-H. Su, H.-M. Lin, Fabrication of copper oxide nanofluid using submerged arc nanoparticle synthesis system (SANSS), Journal of Nanoparticle Research, 7, 313–320, 2005, https://doi.org/10.1007/s11051-004-7770-x.

[62] S.K. Sharma, G.S. Mital, Preparation and evaluation of stable nanofluids for heat transfer application: A review, Experimental Thermal and Fluid Science, 2016, https://dx.doi.org /10.1016/j.expthermflusci.2016.06.029.

[63] W. Arshad, H. Muhammad Ali, Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a straight minichannel heat sink using TiO_2 nanofluid, International Journal of Heat and Mass Transfer, 110. 248–256.2017, https://doi.org/10.1016/j.ijheat mass transfer .2017.03.032.

[64] Y. Xuan, Roetzel, Conceptions of heat transfer correlation of nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43. 3701–3707, 2000, https://doi.org/10.1016/S00 17-9310 (99) 0069-5.

[65] U. Rea, T. McKrell, L.-W. Hu, J. Buongiorno, Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina–water and zirconia–water nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52. 2042–2048, 2009, https://doi.org/10.1016/j. ij heatmasstransfer.2008.10025.

[66] M. Corcione, Rayleigh-Benard convective heat transfer in nanoparticle suspensions, International Journal of Heat Fluid, 32, 65–77, 2011, https://doi.org/10 .1016/j.ijheat fluid flow 2010.08.004.

[67] H. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solution, Journal of Chemical Physics, vol. 20, pp. 571–581, 1952, https://doi.org/10.1063/1.1700493.

[68] R. J. Moffat, Describing the Uncertainties in Experimental Results, Experimental Thermal and Fluid Science, 1(1), pp.3–17.1988, https://doi.org/10.1016/0894-1777(88) 90043-X.

[69] Von S. V. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Hemisphere Publishing Corporation. Washington - New York - London. McGraw Hill Book Company.

[70] H.C. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solutions. Journal of Chemical Physics, 20. 571-581, 1952, https://doi.org/10.1063/1.1700493.