



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITÉ «ABBÈS LAGHROUR» DE KHENCHELA  
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE



Département de Génie Mécanique

N° de série :.....

## Mémoire de fin d'études

*Pour l'obtention du diplôme de Master (L.M.D)*

**Spécialité : Génie Mécanique**

**Option : Construction mécanique**

# Simulation thermo-hydraulique d'un dissipateur thermique à ailettes utilisé pour le refroidissement des composants électroniques de puissance

Réalisé par : - Boutamine Elhadj  
- Maargueb Abderraouf

Dirigé par : Dr. Boulahrouz Salim

Membres de jury :

- O. Chahaoui
- M. Maache

Pr.      Président  
MCA    Examineur

Présenté le 19/06/2022

# Remerciements

*En tout premier lieu, je remercie le bon Dieu, tout puissant, de m'avoir donné la force pour survivre, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.*

*Nous adressons le grand remerciement à notre encadreur qui a proposé le thème de ce Mémoire, pour ses conseils et ses dirigés du début à la fin de ce travail.*

*Nous tenons également à remercier Madames et Messieurs les membres de jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant l'évaluation de notre mémoire.*

*Enfin, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à nos familles qui nous ont toujours soutenues et à tout ce qui participe de réaliser ce mémoire. Ainsi que l'ensemble des Enseignants qui ont contribué à notre formation.*

# *D*édicace

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes parents, mes estimes pour eux sont immenses, je vous remercie pour tout ce que vous avez fait pour moi.*

*Que dieu vous préserve une longue vie heureuse. A mes chers frères et sœurs*

*A qui je souhaite une vie pleine de bonheur, de prospérité et de réussite. A mon binôme  
Abderraouf*

*A tous mes amis*

*Je vous dédie ce travail et vous souhaite un avenir à la hauteur de vos ambitions. Que notre  
amitié dure*

*A Toute ma famille, Tous ceux que j'aime, qui m'aiment et me comblez de conseils*

*A tous ceux qui, un jour, ont pensé à moi, les plus beaux mots ne sauraient exprimer ma  
redevance.*

*Elhadj Boutamine.*

## *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail*

*A mes parents, mes estimes pour eux sont immenses, je vous remercie pour tout ce que vous avez fait pour moi.*

*Que dieu vous préserve une longue vie heureuse. A mes très chère frères et sœurs*

*A qui je souhaite une vie pleine de bonheur, de prospérité et de réussite. A mon binôme Elhadj.*

*A tous mes amis*

*Je vous dédie ce travail et vous souhaite un avenir à la hauteur de vos ambitions. Que notre amitié dure*

*A Toute ma famille, Tous ceux que j'aime, qui m'aiment et me comblez de conseils*

*A tous ceux qui, un jour, ont pensé à moi, les plus beaux mots ne sauraient exprimer ma redevance.*

*Abderraouf Maargueb.*

# Résumé

Dans ce mémoire, nous présentons une simulation thermo-hydraulique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D de l'écoulement de l'eau au sein d'un dissipateur thermique à ailettes utilisé pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Le boîtier du dissipateur thermique est parcouru par un fluide refroidissant (l'eau) s'écoulant en écoulement laminaire avec une vitesse d'entrée constante ( $U_{in}$ ), et Afin d'imiter le refroidissement des composants électroniques par ce boîtier de refroidissement, un flux de chaleur constant et uniforme est appliqué à sa base ( $q_{in}$ ). Afin d'évaluer la performance thermo-hydraulique du dissipateur à ailettes, quatre configurations d'ailettes avec des densités d'arrangement différentes sont modélisées et. La discussion des effets de la forme des ailettes, de la densité d'arrangement de ces ailettes et du nombre de Reynolds sur la performance de refroidissement de ce type de dissipateur thermique est abordée.

Les résultats de cette analyse CFD ont montré que le dissipateur à ailettes qui présente des températures modérées c'est celui à ailettes de forme cylindrique et tétraèdre, suivi par celui à ailettes de forme pyramide, puis à ailettes de forme parallépipède. L'effet de la densité d'arrangement des ailettes confirme que la densité d'arrangement des ailettes la plus adaptée pour un refroidissement performant c'est celle avec un nombre maximum d'ailettes bien espacées. Ainsi, l'augmentation du  $Re$  est un facteur favorisant pour le processus de refroidissement sauf qu'il génère des pertes de charge plus ou moins importantes.

# Table des matières

Nomenclature

Introduction Générale.....	خطأ! الإشارة المرجعية غير معرفة.
Chapitre I : Revue Bibliographique .....	3
I.1 Refroidissement des composants électroniques .....	3
I.2 Convection naturelle .....	4
I.3 Convection mixte .....	5
I.4 Evaporation film liquide .....	6
I.5 Caloduc .....	8
Chapitre II : Refroidissement des composants électroniques de puissance .....	10
II.1 Les éléments électroniques .....	10
II.2 Les puissances électriques et thermiques.....	12
II.3 Systèmes de refroidissement.....	14
Chapitre III : Resultats et Discussion .....	25
III.1 Modèle physique.....	25
III.2 Hypothèses simplificatrices .....	27
III.3 Formulation mathématique.....	27
III.4 Les conditions aux limites .....	28
III.5 Etude de la consistance du maillage .....	29
III.6 Effet de la forme des ailettes .....	31
III.7 Effet de la densité d'arrangement des ailettes .....	37
III.8 Effet du nombre de Reynolds .....	38
Conclusion Générale .....	42
Bibliographie.....	44
Résumé.....	46
ملخص.....	47



# Nomenclature

- $C$  : Chaleur spécifique du fluide a pression constante (J/Kg. °K).  
 $g$  : Accélération de la pesanteur ( $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ).  
 $H$  : Hauteur du canal (m).  
 $h_c$  : Coefficient du transfert de matière local (m/s).  
 $h_t$  : Coefficient du transfert de chaleur local ( $\text{W/m}^2\text{°K}$ ).  
 $k$  : Conductivite thermique ( $\text{W/m}^{\circ}\text{K}$ ).  
 $L$  : Longueur du canal (m).  
 $P$  : Pression (Pa).  
 $Pr$  : Nombre de Prandtl.  
 $Re$  : Nombre de Reynolds.  
 $T$  : Temperature dimensionnelle (°K).  
 $t$  : Temps dimensionnel (s).  
 $u$  : Vitesse horizontale dimensionnelle (m/s).  
 $v$  : Vitesse verticale dimensionnelle (m/s).  
 $x$  : Cordonnée axiale dimensionnelle (m).  
 $y$  : Cordonnée verticale dimensionnelle (m).

## Lettres grecques

- $\alpha$  : Coefficient de diffusion thermique  $= \frac{k_f}{(\rho_r c_p)_f}$  ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $\beta_c$  : Coefficient d'expansion solutal ( $\text{m}^3/\text{Kg}$ ).  
 $\beta_t$  : Coefficient d'expansion thermique ( $1/\text{°K}$ ).  
 $\lambda$  : Rapport des conductivités thermiques  $= \frac{k_m}{k_f}$ .  
 $\mu$  : Viscosité dynamique (Kg.m/s).  
 $\nu$  : Viscosité cinématique du fluide ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).  
 $\rho$  : Masse volumique ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ ).

## Introduction Générale

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, et la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes de faibles puissances, reste le refroidissement par convection naturelle en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût. Cependant, le refroidissement par convection naturelle atteint rapidement ses limites face aux systèmes à forte puissance et grandes échelles qui nécessitent une évacuation de chaleur plus importante. La convection forcée est mieux adaptée pour ce genre de problème.

Nous présentons dans ce mémoire une analyse CFD par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D du comportement thermo-fluide de l'écoulement de l'eau au sein d'un dissipateur thermique à ailettes utilisé pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Le boîtier du dissipateur thermique est parcouru par un fluide refroidissant (l'eau) s'écoulant en écoulement laminaire avec une vitesse d'entrée constante ( $U_{in}$ ), et afin d'imiter le processus de refroidissement un flux de chaleur constant et uniforme est appliqué à la base de ce boîtier ( $q_{in}$ ).

Le mémoire est subdivisé en trois chapitres encadrés par cette introduction et une conclusion générale :

- Le premier chapitre présente une revue bibliographique sur les méthodes de refroidissement des composants électronique de puissance.
- Le deuxième chapitre présente des généralités sur les composants électroniques de puissance et les systèmes de refroidissement utilisés.
- Le troisième chapitre s'intéresse à l'exposé et la discussion des résultats de l'analyse CFD.

# Chapitre I

## Revue Bibliographique

- I.1 Refroidissement des composants électroniques
- I.2 Convection naturelle
- I.3 Convection mixte
- I.4 Evaporation film liquide
- I.5 Caloduc

---

### Résumé :

**D**ans ce chapitre, nous présentons une revue de littérature de différents travaux traitant du refroidissement des systèmes par convection naturelle, convection mixte ou convection forcée avec ou sans changement de phase ainsi que l'utilisation de caloducs.

---

### I.1 Refroidissement des composants électroniques

Le grand intérêt donné aux projets de miniaturisation des composants électroniques ainsi que l'augmentation de la fréquence de fonctionnement ont entraîné plusieurs problèmes dus surtout à l'augmentation importante des flux de chaleur générés par les composants. Si le système n'arrive pas à dissiper la chaleur dans les conditions de fonctionnement normales, la température des composants dépassera les seuils maximaux de fonctionnement imposés par les constructeurs. Le contrôle des transferts thermiques devient donc une obligation.

Rebay et Kakaç [1] ont réalisé une étude par thermographie infrarouge sur un microprocesseur. Ils ont montré que la température globale du microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique de la puce intégrée. Ils ont montré qu'il y a présence de point chaud (« hotspot ») qui dégage plus de chaleur que les autres. Donald et Martonosi expliquent que cette différence de température entre la température moyenne et le point chaud est de l'ordre de 5 à 25°C et ce genre de pic de température risque d'endommager les composants.

L'influence de la température peut dégrader les performances électriques. En effet la température peut atteindre une valeur au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti. La température peut aussi influencer l'état des composants, car il existe des températures critiques pour lesquelles des changements d'état peuvent se produire : changement de structure physique du composant, fluage et relâchement des contraintes dans les matériaux. La température non maîtrisée des composants peut aussi jouer sur la durée de vie de ces derniers. En effet, les cycles thermiques auxquels sont soumis les matériaux peuvent conduire à des ruptures instantanées ou engendrer des fatigues dégradant les composants à long terme.

Depuis l'apparition des IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors), les convertisseurs sont capables de fonctionner à haute fréquence avec des densités de flux très importantes pouvant dépasser  $400 \text{ W/cm}^2$  (exemple : un IGBT de taille  $12 \times 12 \text{ mm}^2$  peut dissiper  $680 \text{ W}$ ) tout en conservant des valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles dissipent  $500 \text{ W/cm}^2$  et plus. Actuellement, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées. Sur la figure ci-dessous nous pouvons voir l'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart. Nous notons une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les transistors. Nous remarquons également, une complexité de plus en plus importante des systèmes embarqués.

Afin de résoudre les problèmes de températures des composants, beaucoup d'auteurs se sont intéressés aux différents modes de refroidissement, ainsi qu'à leurs améliorations. L'objectif est de trouver le compromis entre un refroidissement efficace et qui ne dégrade pas le bon fonctionnement et la performance du système.

## **I.2 Convection naturelle**

Les études de la convection naturelle dans un canal vertical sont abondantes dans la littérature. Les premières études concernaient les applications des refroidissements des composants électroniques. Avec le développement technologique, la convection naturelle a fait son apparition dans d'autres applications comme les réacteurs nucléaires, les doubles peaux.

Parmi les premiers travaux, on trouve ceux de Elenbaas. [2] qui a expérimenté un dispositif de plaques planes verticales carrées de 12 cm de côté l'une en face de l'autre. Les plaques sont chauffées à densité de flux de chaleur constante. Il déduit que les paramètres clés de ce type d'écoulement sont le nombre de Grashof, le nombre de Nusselt et le nombre de Prandtl. L'auteur propose une corrélation qui relie les trois nombres.

Beaucoup d'autres études ont traité la convection naturelle, et plus particulièrement le refroidissement par convection naturelle. Kakaç et al [3].ont étudié différentes méthodes de refroidissement afin d'améliorer le transfert de chaleur dont la méthode de refroidissement par convection naturelle ou convection forcée. Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour refroidir les systèmes à faibles puissances et à densité de flux réduite comme mentionner dans l'étude de Subha et John [4] Pour refroidir les systèmes de forte puissance et à grande échelle, il est indispensable d'utiliser une solution permettant une dissipation thermique plus élevée ou combiner la convection naturelle avec d'autres solutions de refroidissement afin d'améliorer les échanges thermiques. Dans la plupart des cas, la convection forcée peut être une solution très efficace.

Icoz et Jaluria [5] ont réalisé une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur. Ils ont pu constater que la présence des ouvertures dans le canal ainsi que la géométrie influencent considérablement l'écoulement dans le canal, cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur restent négligeables.

Kelkar Choudhury [6] ont examiné différents aspects des écoulements naturels laminaires et périodiques caractérisant les refroidissements des systèmes électroniques. Ils ont étudié numériquement l'effet de sources de chaleur fixées en blocs sur une des parois du canal vertical. Ils se sont intéressés particulièrement à l'écoulement périodique ascendant alimenté par l'air chaud généré par le premier bloc du bas, ce qui augmente la température de l'écoulement en passant d'un bloc à un autre.

### I. 3 Convection mixte

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des composants électroniques par convection mixte.

Kim et al [7] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils déduisent que le fait d'imposer trop d'hypothèses simplificatrices ne permet pas d'obtenir des résultats numériques valables.

Heindel et al [8] ont développé des modèles 2D et 3D pour le calcul d'un écoulement naturel laminaire dans une cavité verticale contenant plusieurs sources chauffées placées sur l'une de ses parois. Les résultats numériques ont été comparés avec les mesures de la température de chauffe et la visualisation de l'écoulement. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, le modèle 2D a surestimé la température du substrat.

Rahman et Raghavan [9] ont aussi réalisé une étude numérique en 3D pour calculer le transfert de chaleur par convection mixte dans des modules chauffés fixés sur la surface d'une carte électronique. Dans leur travail, ils ont exposé les modules chauffés à deux types d'écoulement : un écoulement de convection naturelle, et un autre écoulement de convection forcée imposé horizontalement. Ils ont ainsi pu déduire que la variation du nombre de Nusselt est liée au nombre de Richardson ( $Ri=Gr/(Re^2)$ ).

Plus récemment, Dogan et al [10] ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal dans lequel des sources ont été placées en haut et en bas. Ils ont déduit que la flottabilité ainsi que l'amélioration du transfert de chaleur sont liés directement aux nombres de Grashof et de Reynolds.

Huang et al [11] ont étudié numériquement le transfert de chaleur et de masse en convection mixte laminaire dans un canal vertical de section rectangulaire avec film en évaporation et condensation.

#### **I.4 Evaporation film liquide**

Les transferts de chaleur et de masse sont d'un intérêt considérable dans le domaine de l'ingénierie de nos jours. Cet intérêt se traduit par de nombreuses applications comme la distillation, le dessalement d'eau de mer, la climatisation, le refroidissement des composants électroniques.

Actuellement, l'utilisation de l'évaporation est considérée comme une des solutions les plus performantes pour évacuer la chaleur et ainsi refroidir différents systèmes, particulièrement ceux qui utilisent de fortes puissances difficiles à évacuer par simple convection naturelle. Dans cette partie, nous nous intéressons à l'évaporation forcée d'un

film au-dessus d'une plaque plane avec un transfert combiné de chaleur et de masse. En effet, plusieurs études, théoriques, expérimentales et numériques traitant le sujet ont été réalisées.

Dans les travaux de sa thèse, Ait Aldjet [12] a fait une analyse théorique et expérimentale des transferts sur les parois humides et adiabatiques d'un canal plan à l'intérieur duquel circule un écoulement forcé d'air. Il a étudié l'effet de la géométrie ainsi que certains paramètres d'entrée sur l'amélioration des échanges thermique et massique. De leur côté, Lin et al [13] ont étudié les effets combinés des forces d'Archimède d'origines thermique et massique sur la convection laminaire forcée dans un canal horizontal à section carrée. Ils ont maintenu la paroi inférieure humide et soumise à un flux de chaleur uniforme tandis que les autres parois sont restées sèches et adiabatiques. Leurs résultats numériques montrent que le transfert de chaleur est dominé essentiellement par le transfert de chaleur latent.

Dans les travaux de sa thèse, Boukadida [14] a analysé les transferts couplés de chaleur et de masse par convection forcée dans un canal horizontal. Il a étudié l'évaporation de l'eau pour trois écoulements : un écoulement d'air humide, d'air sec et de vapeur surchauffée. Il a montré que la température d'inversion augmente avec la vitesse de l'écoulement à l'entrée du canal et que l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse reste valable seulement pour les cas où le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

Peng et Wang [15] ont étudié expérimentalement la convection forcée d'un écoulement d'eau et de méthanol dans des micro-canaux à sections rectangulaires. Ils ont remarqué que la taille du canal influence le transfert thermique en régime laminaire et dans la zone de transition.

Yan et Soong [16] ont étudié le problème d'évaporation d'un film liquide ruisselant sur une plaque plane incliné et soumise à un flux de chaleur constant et uniforme. Ils ont considéré les écoulements d'air et du liquide turbulents et sans ondes. Leurs résultats montrent que trois paramètres sont importants pour diminuer la température de la plaque : l'augmentation de l'angle d'inclinaison, l'augmentation de la vitesse du courant d'air et l'augmentation de l'épaisseur du film liquide à l'entrée.

De leur côté, Mala et Li [17] ont mené des études sur des tubes de longueurs différentes et de diamètre intérieur compris entre 50 et 254  $\mu\text{m}$ , ils ont étudié l'effet de la double

couche électrique sur la surface solide (modèle décrivant la variation du potentiel électrique aux abords d'une surface), sur le transfert thermique et sur l'écoulement du fluide dans les tubes. Ils ont trouvé que la double couche électrique diminue la vitesse moyenne et modifie les profils de vitesse. Une chute de pression et une diminution du taux de transfert thermique ont été donc constatées.

Mezaache et Daguene [18] ont fait une étude numérique sur l'évaporation dans un courant forcé d'air humide, d'un film mince d'eau ruisselant sur une plaque plane inclinée dans deux cas : plaque adiabatique ou plaque traversée par un flux de chaleur constant. Leurs résultats ont montré que le transfert de chaleur est dominé par le transfert lié à l'évaporation (transition liquide-vapeur) et que le terme de diffusion enthalpique est négligeable.

Beaucoup d'études ont traité les hypothèses simplificatrices permettant la modélisation numérique du transfert de la chaleur et de masse dans un canal vertical ou incliné. Parmi ces hypothèses on peut citer le fait de considérer que la densité ne varie pas en fonction de la pression pour les faibles nombres de Reynolds ou encore que la variation par rapport au temps n'est pas considéré comme dans l'étude de Debbissi et al [19]

## I.5 Caloduc

Le refroidissement par caloduc est de plus en plus utilisé pour son efficacité, son adaptabilité et son faible encombrement. Il s'agit d'un système permettant de transférer de la chaleur d'une source chaude vers un point froid en utilisant l'enthalpie de changement de phase d'un fluide à l'état de saturation liquide/vapeur, et ainsi permet d'évacuer la chaleur du système et assurer son refroidissement.

Le caloduc est un système très performant en matière de transfert de chaleur, en effet, sa grande conductance thermique lui permet une efficacité exceptionnelle. De plus, la différence de température entre la zone chaude (zone d'injection de chaleur) et la zone froide (zone d'évacuation de chaleur) reste très faible comparativement aux autres systèmes conductifs. A titre d'exemple, Rossomme [20] dans les travaux de sa thèse explique que pour une puissance de 20 W à dissiper et en considérant un dispositif cylindrique de 50 cm de longueur et 1,27cm de diamètre, le transfert de chaleur par conduction dans une barre d'aluminium et une barre de cuivre génère respectivement une différence de température

maximale d'environ 330°C et 200°C, alors que pour le cas d'un caloduc cuivre/eau de même dimensions, l'écart de températures ne dépasse pas 6°C.

De nos jours les caloducs sont présents dans différents domaines, comme l'électronique où de nombreuses études ont été réalisées. Comme l'étude de Groll et al [21] et l'étude de Peterson 1988.

Les caloducs sont aussi utilisés dans l'électronique de puissance. En effet la traction ferroviaire fait appel à de nombreux composants d'électronique de puissance qui dissipent des puissances très importantes qu'il faut évacuer pour assurer le bon fonctionnement du train. Dans ce cas, les caloducs sont utilisés pour transporter la chaleur d'une zone à forte densité de puissance (généralement sur les surfaces et aux voisinages des composants) vers une zone de faible densité (échangeur à air).

Le niveau de maintenance quasi-nul du système de refroidissement à caloducs est un point très important qui favorise son utilisation dans les trains, notamment dans les métros et TGV.

Faghri [22] a défini trois critères permettant de quantifier les avantages et les inconvénients de chacune des structures poreuses : le coefficient d'échange thermique, le pompage capillaire et la perméabilité (qui permet de faire baisser les pertes de pression).

Le refroidissement par caloducs est très avantageux pour les systèmes de faible ou forte puissance à dissiper, mais comme tout système de refroidissement, son fonctionnement est influencé par de nombreux paramètres comme les propriétés thermo-physiques du fluide, la géométrie, le flux de chaleur à évacuer. Et ainsi le caloduc peut atteindre une ou plusieurs limites de fonctionnement ; dès lors, des dysfonctionnements peuvent apparaître : arrêt, température trop élevée, assèchement du liquide. Tous ces critères rentrent dans le choix du modèle le plus performant et optimisé pour garantir le meilleur refroidissement.

# Chapitre II

## Refroidissement des composants Electroniques de puissance

- II.1 Les éléments électroniques
- II.2 Les puissances électriques et thermiques
- II.3 Systèmes de refroidissement

---

### Résumé :

**C**e chapitre présente des généralités sur les composants électroniques les plus utilisés dans le domaine de l'électronique de puissance et les systèmes de refroidissement les plus usuels et les plus performants.

---

### II.1 Les éléments électroniques

Il existe trois types d'échelles pour considérer les problématiques de dissipation thermique des éléments électriques : l'échelle du composant (puce, diode...), celle du système (onduleur, KERS...), et celle des applications (automobile, avion, ...).

Afin de donner une idée des domaines d'application de l'électronique de puissance, la figure I.1 présente le plan puissance apparente en fonction de la fréquence d'utilisation. Les domaines d'utilisation s'étendent de la dizaine de hertz pour les applications fonctionnant à plusieurs mégawatts, jusqu'à plusieurs centaines de kHz (transistors MOS les plus rapides) à de faible puissance (de l'ordre du watt). L'intervalle de puissance va donc du watt jusqu'à la centaine de mégawatts pour les applications les plus puissantes (par exemple les fours à arc électriques).

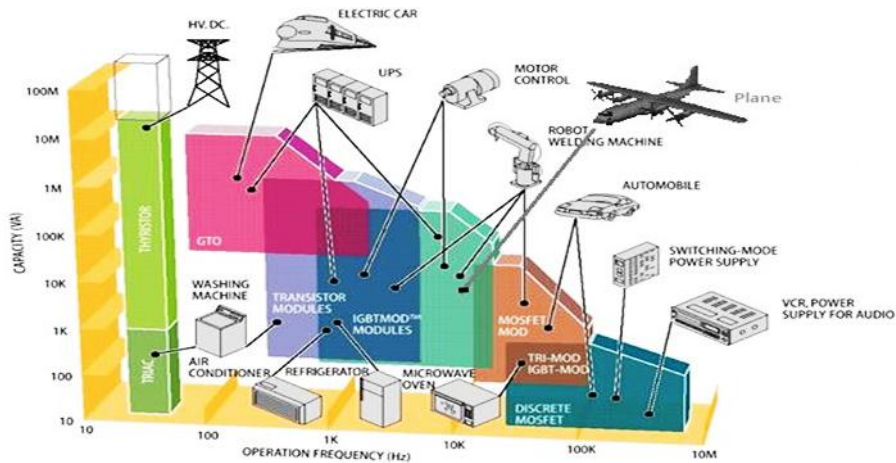


Figure II.1 : Les différents domaines d'application de l'électronique de puissance.

Les puissances thermiques à dissiper dépendent du rendement des éléments électroniques. Selon la taille de l'élément, le rendement varie de 60% à 99%. A titre d'exemple le rendement d'un moteur électrique est d'environ 90% donc pour un moteur de 100 kW, la puissance thermique à dissiper est de 10 kW.

### II.1.1 Les composants électriques

Les composantes électriques sont les éléments de base de l'électronique de puissance. D'une taille allant de micromètre au centimètre, leurs puissances thermiques à évacuer sont relativement faibles (de l'ordre d'une dizaine de watts au maximum) rendant un refroidissement par convection naturelle suffisant. Mais leur nombre important au sein d'un système électrique nécessite un refroidissement global, intégrant plusieurs dizaines voire centaines de composants.

Il est à noter que lors du refroidissement d'un composant, la répartition du gradient de température localisé au niveau de la surface du contact entre le composant et le refroidisseur est de l'ordre de 40% au niveau du composant, 20% au niveau de l'interface et 40% au niveau du refroidisseur. Ci-dessous sont mentionnés quelques exemples exhaustifs de composants électriques afin d'en affiner l'origine et l'utilisation dans l'électronique de puissance.

- Les puces semi-conductrices
- Condensateur de puissance
- Diode de puissance.
- Contacteur de puissance.

## II.1.2 Les systèmes électroniques

Lorsque les niveaux de puissance commutée par les composants sont trop importants, ils sont positionnés dans des boîtiers le plus souvent circulaires, ou dans des modules rectangulaires. Dans tous les cas la mise dans un contenant du composant est associée à un refroidisseur permettant d'évacuer l'énergie dissipée par le composant, rapprochant la configuration d'un système électronique. Comme pour la partie précédente, les systèmes d'électroniques de puissance servent d'exemple pour introduire les besoins en refroidissement dédié. On cite parmi ces systèmes électroniques :

- L'onduleur de puissance.
- Les piles et accumulateurs.

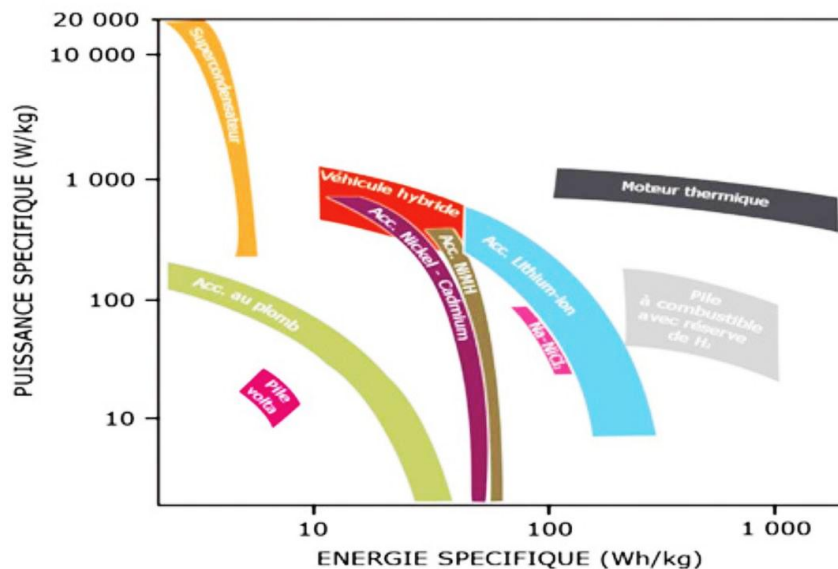


Figure II.2 : Puissance de fonctionnement de différentes sources énergétiques en fonction de leur autonomie.

## II.2 Les puissances électriques et thermiques

Un système de refroidissement dédié à un composant ou élément électronique est fortement dépendant de la surface d'échange et de la puissance à dissiper. La figure 4 présente à titre indicatif la taille des éléments électroniques en fonction de leur puissance. Pour des éléments comme les batteries, toutes les puissances et tailles existent, nécessitant d'adapter le système de refroidissement à la configuration. A l'inverse, les convertisseurs de mesure ont

des tailles et puissances relativement similaires, permettant d'utiliser le même type de refroidissement, en l'occurrence de la convection par de l'air soufflé (ventilateur, ...).

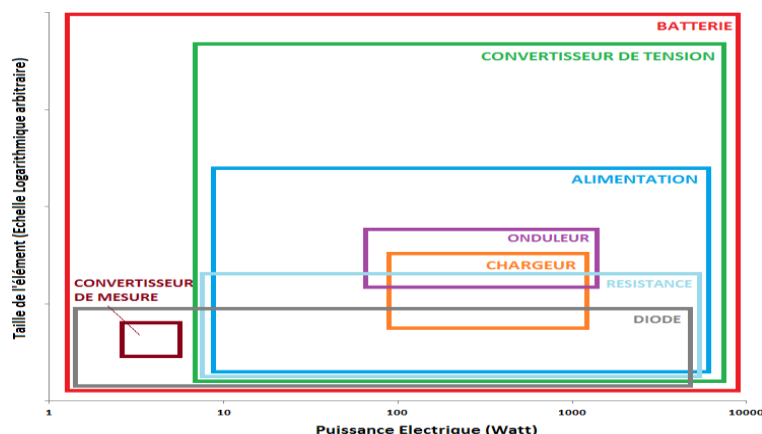


Figure II.3 : Taille des éléments électroniques en fonction de leur puissance.

### II.2.1 Environnement thermique

L'environnement dans lequel est positionné l'élément électronique impact la thermique de celui-ci. Il existe 5 principales sources de perturbation thermique de l'élément :

- ***La température***

La température du milieu ambiant est une contrainte importante imposant la température initiale de l'élément (avant son utilisation) et sa température de stockage. Lors de l'utilisation, la température du milieu ambiant peut changer en raison du transfert d'énergie avec les éléments proches par convection.

- ***Les constantes de temps***

La durée des cycles d'utilisation de l'élément et de ceux environnants, ainsi que leurs durées d'utilisation sont des données importantes, jouant sur les augmentations et diminutions de température du composant.

- ***L'humidité***

L'humidité favorise la corrosion, entraînant des modifications de résistances d'isolement des matériaux composant l'élément et donc la capacité de dissipation thermique. La teneur en eau fait également varier les échanges thermiques au niveau des conductivités thermiques.

- ***Le rayonnement solaire***

Les éléments exposés au rayonnement solaire peuvent subir des échauffements

provoquant une montée en température de l'élément.

- **La pression atmosphérique**

La pression intervient dans la ventilation servant à évacuer la puissance à dissiper, et permettant le renouvellement de l'air.

### II.3 Systèmes de refroidissement

Il existe différentes technologies de systèmes de refroidissement qu'il est possible classer en deux grandes catégories :

- **Les systèmes de refroidissement actifs** : cette technique est basée sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessite l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide caloporteur ainsi qu'un circuit externe afin d'évacuer la chaleur du système vers l'extérieur.
- **Les systèmes de refroidissement passifs** : ils ne nécessitent pas d'alimentation externe ce qui diminue le coup énergétique. Un refroidissement passif peut lui-même être classé en deux sections : direct ou indirect suivant que le fluide caloporteur soit ou ne soit pas en contact avec les composants électroniques. suivant les deux modes de transfert de chaleur.

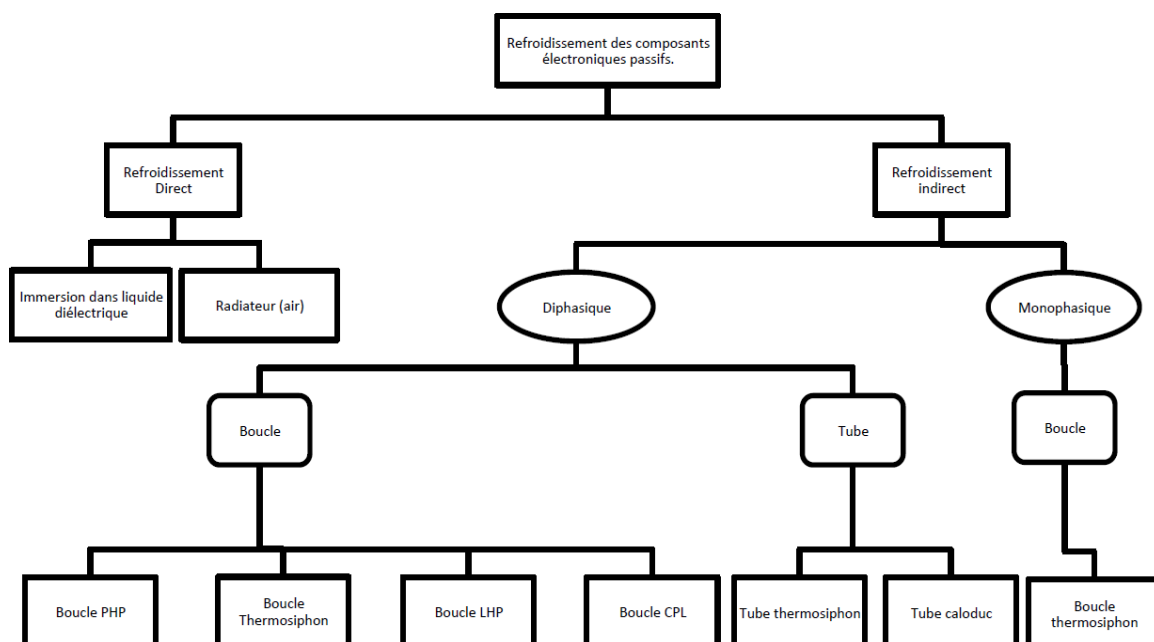


Figure II.4 : Classification des systèmes de refroidissement passif.

Dans le cas du refroidissement direct, le fluide de refroidissement doit être diélectrique (résistivité électrique élevée, bonne résistance au claquage), il doit présenter une faible viscosité, une faible tension superficielle et enfin une bonne compatibilité chimique avec les matériaux présents.

Les facteurs intervenant lors de la conception de cette installation sont : la puissance du système, la nature du fluide caloporteur, la température d'entrée, etc.

### II.3.1 Les systèmes de refroidissement monophasiques.

Les échangeurs monophasiques intègrent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement est réalisé sans changement d'état. La puissance à dissiper est évacuée vers l'extérieur par la conduction, la convection et le transport capacitif. Le fluide se « charge » de la puissance dissipée par l'élément électronique, élevant la température du fluide. Il existe deux types de système de refroidissement fluide : les systèmes de refroidissement monophasique gazeux (dans la plus part des cas l'air) et les refroidissements liquides.

#### a) Système de refroidissement à l'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.

#### - Convection naturelle dans l'air :

L'élément électronique est placé dans l'air ambiant au repos, la différence de température entre le milieu ambiant et l'élément électronique permet un échange dont le coefficient d'échange  $h$  est compris entre 5 et 25  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ . Pour utiliser la convection de puissance pour de plus hauts niveaux de puissance à évacuer, les systèmes de refroidissement à air ont besoin d'ailettes ou de nid d'abeille, conférant au refroidisseur une surface d'échange plus importante entre l'élément à refroidir et le milieu ambiant (voir exemple figure 14). L'utilisation de ces systèmes permet d'augmenter le coefficient d'échange  $h$  jusqu'à un rapport 20 (de 25  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  à 500  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) dans le cas d'une convection naturelle (3000  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  dans le cas d'une convection forcée) (Phelan et al., 2002). Dans le cas de

convection à l'air utilisant un accroissement de la surface d'échange, il faut ainsi déterminer le point de fonctionnement thermique du refroidisseur pour bénéficier d'un refroidissement optimum (exemple : détermination l'espacement des ailettes).

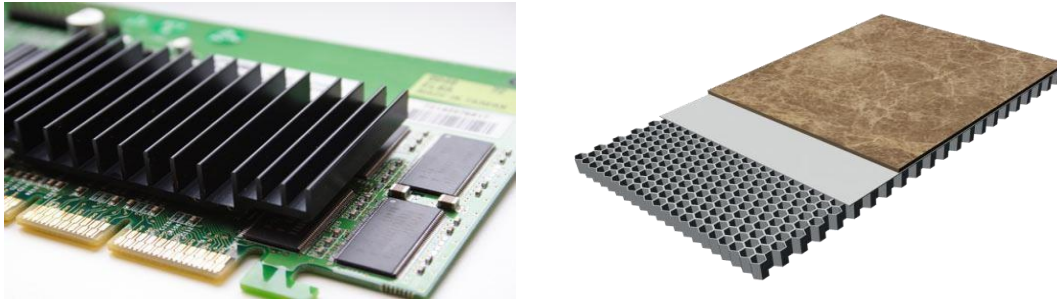


Figure II.5 : Exemple d'ailette de refroidissement et de nid d'abeille pour augmenter la surface d'échange convectif.

#### - Convection forcée dans l'air :

Le soufflage d'air forcé grâce à des ventilateurs est la méthode la plus utilisée en refroidissement de composants électroniques de par sa simplicité de mise en œuvre, de son coût et de sa fiabilité. L'air est mis en mouvement par le biais de générateur d'écoulement (ventilateur) comme le montre l'exemple de la figure 15. Le coefficient d'échange  $h$  est de l'ordre de 10 à 500  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Le refroidissement par ventilateur piézoélectrique est une autre technique de refroidissement basée sur le soufflage d'air. Le principe de fonctionnement réside en une lame en céramique alimentée en courant électrique, se mettant à osciller à de très hautes fréquences. Un mouvement d'air est créé pouvant augmenter le coefficient d'échange convectif jusqu'à 100% comparé à un échange convectif par ventilateur « classique ».

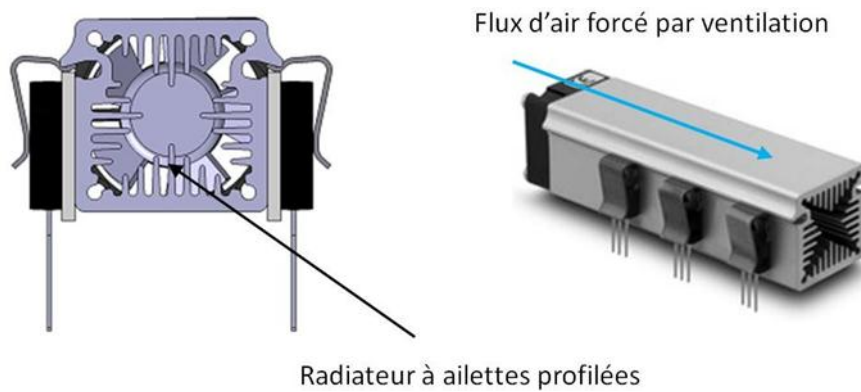


Figure II.6 : Système de refroidissement forcé par air Radiateur et ventilateur

Ces dernières années avec l'augmentation de la densité thermique des composants, les radiateurs ont atteint des dimensions impactant l'encombrement. La limite de la densité thermique des composants est probablement atteinte avec ce type de refroidissement, d'où la nécessité du passage à un refroidissement plus efficace en changeant de liquide caloporteur, notamment. L'exemple classique est le refroidissement liquide grâce à des radiateurs à eau, par analogie avec le refroidissement à air avec radiateurs à air. Le transfert thermique par la chaleur sensible est de l'ordre de 3000 fois supérieure pour l'eau comparée à l'air.

### b) Système de refroidissement liquide

Le refroidissement liquide monophasique indirect est implémenté dans les composants électroniques sous la forme d'une plaque à eau dans laquelle circule un liquide caloporteur ou de canalisation fluide accolées aux parois à refroidir. Un système composé principalement d'une pompe et d'un échangeur permet d'évacuer la chaleur contenue dans le liquide caloporteur vers l'extérieur du serveur.

Des variantes du refroidissement liquide par plaque froide existent. La différence réside dans le diamètre hydraulique des canaux constituant la plaque. La performance thermique de la plaque froide est inversement proportionnelle à la taille des canaux mais le bilan des pertes de charge hydraulique est, quant à lui, proportionnel.



Figure II.7 : Refroidissement liquide à micro-canaux.

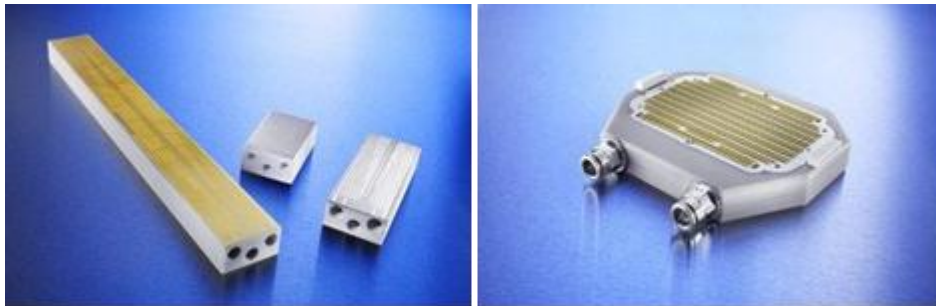


Figure II.8 : Refroidissement liquide à mini-canaux

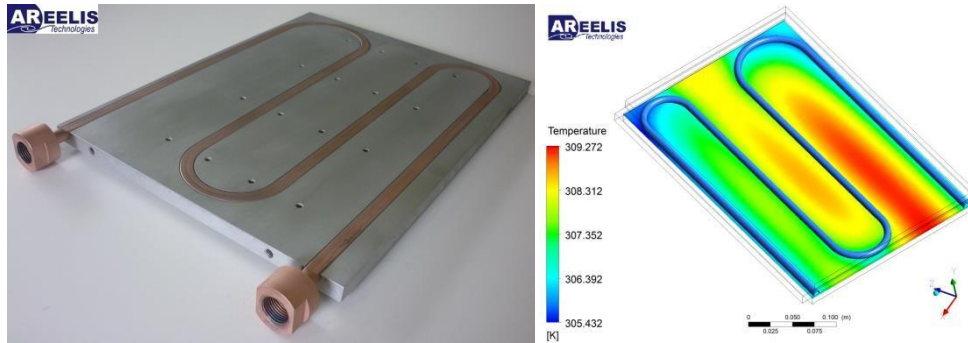


Figure II.9 : Refroidissement liquide à plaque froide.

Le choix d'un fluide de refroidissement doit être en relation avec :

- les performances hydrauliques (pertes de charge, viscosité...) et thermiques (conductivité thermique...) puisque une réduction du transfert thermique et du coefficient visqueux peuvent réduire les performances du système de refroidissement.
- Les conditions de stockages du fluide.
- Le coût.
- Les contraintes de pollution.
- La sécurité.

Le fluide caloporteur le plus couramment utilisé est de l'eau glycolée en raison de sa conductivité thermique élevée, de sa grande capacité calorifique et de sa disponibilité. Le coefficient d'échange  $h$  de l'eau en convection forcée est de l'ordre de 3000 à 10000  $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ . La figure 19 présente la variation du coefficient d'échange de chaleur en fonction du fluide caloporteur et du mode de refroidissement.

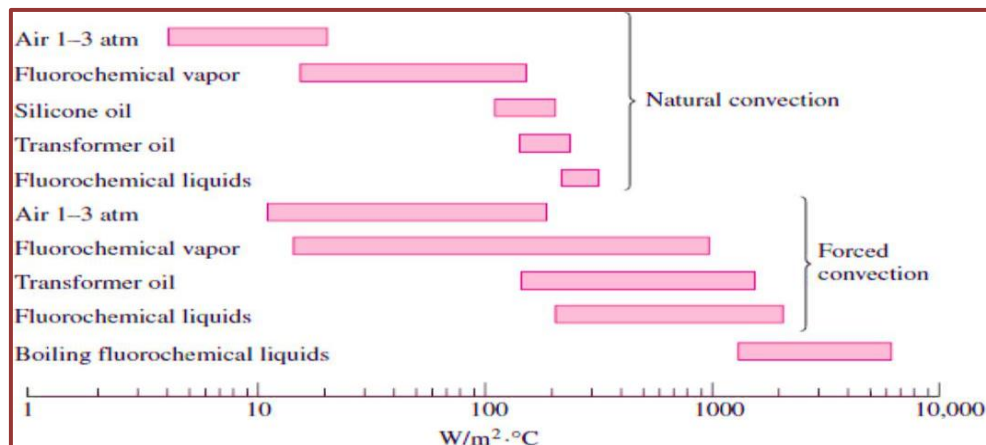


Figure II.10 : Variation du coefficient d'échange de chaleur en fonction du fluide

caloporteur et du mode de refroidissement.

Pour un échangeur parcouru par un fluide, la résistance est due à la convection thermique et aux transferts de flux au fluide, dépendant des paramètres physiques suivants caractérisant le fluide :

- La masse volumique.
- La viscosité dynamique.
- La conductivité thermique.
- La chaleur spécifique massique.

Ces paramètres physiques sont souvent utilisés à la température moyenne du fluide de refroidissement. Cependant il varie en fonction de la température, du vieillissement et l'encrassement du liquide.

### c) **Spray cooling**

Avec les liquides, plusieurs solutions sont possibles : utiliser le fluide comme simple caloporteur, augmenter les échanges convectifs par des jets, ou bénéficier de l'évaporation du liquide. Le refroidissement à l'aide d'un jet de liquide atomisé ou « spray cooling » exploite ces trois modes.

- Le principe consiste à pulvériser un liquide proche de la paroi que l'on souhaite refroidir. Les échanges se produisent au niveau de :
- L'impact des gouttelettes du jet atomisé sur la paroi produisant un échange convectif élevé du fait de leur vitesse.
- L'évaporation de la gouttelette qui "capte" l'énergie thermique de la paroi pour compenser l'énergie utilisée pour le changement de phase (chaleur latente).
- L'évacuation de la chaleur par le film liquide formé à la surface de la paroi.

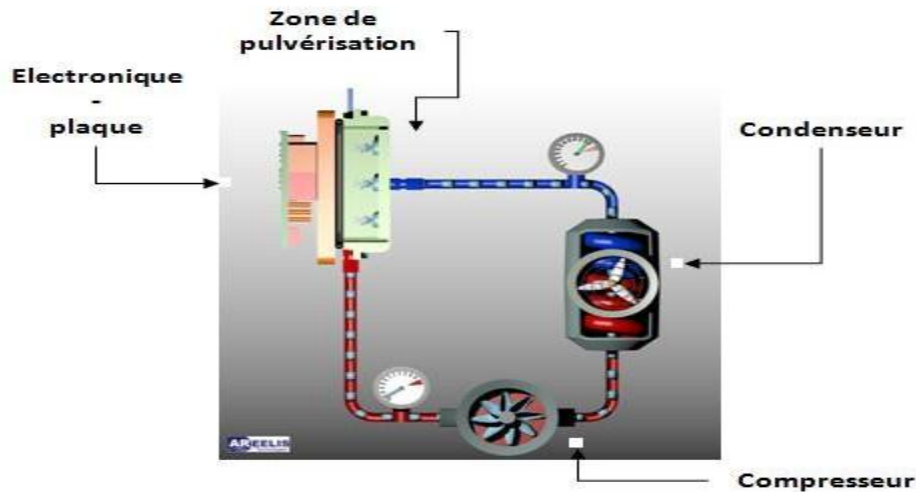


Figure II.11 : Description des différents organes du spray cooling

- **Les avantages techniques :**

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:

- Evacuation 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.

- **Les inconvénients :**

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. Toutefois, l'accroissement des puissances des systèmes électroniques nécessaires pour développer l'électrification massive des moyens de transport et autres et l'obligation, pour une garantie de fiabilité et de robustesse des composants, de dissiper le flux thermique produit, nous oblige à tendre vers l'utilisation de cette technique de refroidissement. 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 même caractéristique 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.

#### d) Refroidissement par jets

Le refroidissement par jets est une solution privilégiée dans les applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire, ou bien à apporter un flux de chaleur intense sur une surface. Dans le domaine de l'aéronautique par exemple, le refroidissement par jets est utilisé pour refroidir les aubes de turbines ou bien les chambres de combustion des moteurs de nouvelles générations. Ce type d'applications a mis en évidence la nécessité de recherches complémentaires sur le comportement d'un faisceau de jets et de leur interaction mutuelle. Dans le domaine de l'électronique, l'augmentation perpétuelle de la puissance dissipée par les composants modernes, ainsi que le souci permanent de compacité ont conduit au besoin de trouver des solutions efficaces au problème de l'extraction de chaleur en milieu confiné. Cette fonction est souvent assurée par des échangeurs compacts dont les parois sont refroidies par des jets impactants. Dans le cas des super-calculateurs, un jet de fluide diélectrique peut être utilisé en projection directe sur les éléments semi-conducteurs.

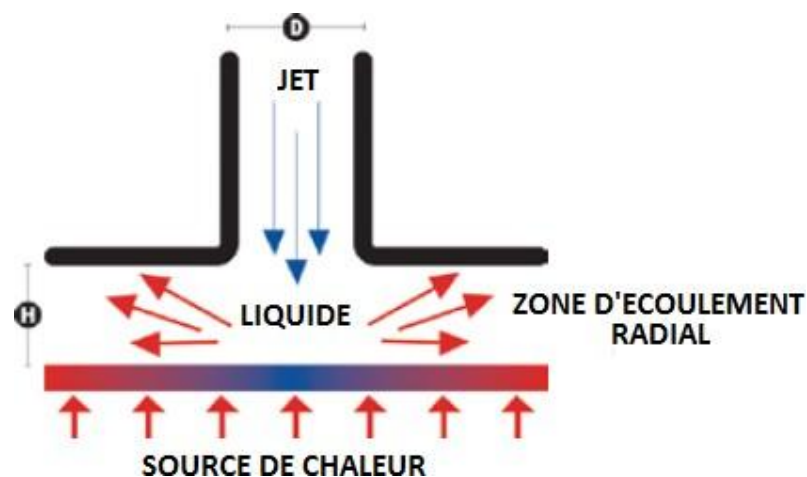


Figure II.12 : Refroidissement par jets.

## II.3.2 Systèmes de refroidissement diphasique

### a) Refroidissement par changement de phase solide-liquide

Un matériau à changement de phase (PCM) est une substance avec une grande chaleur de fusion et qui, en se liquéfiant ou se solidifiant à une certaine température, est capable de stocker ou de relâcher de grandes quantités d'énergies. La chaleur est absorbée lorsque le matériau change de l'état solide à liquide, et elle est relâchée lorsque celui-ci passe de l'état liquide à l'état solide. La grande chaleur latente des PCM est efficace pour absorber la chaleur et ralentir l'augmentation de température des puces électroniques. Son intégration dans un système de refroidissement sera donc idéale pour des appareils qui fonctionnent périodiquement. Lorsque la chaleur latente du PCM est épuisée, la chaleur est toujours générée et la température augmente jusqu'à un régime permanent. La chaleur dégagée par la puce électronique est conduite par le PCM à la bordure extérieure du dissipateur de chaleur et est évacuée par convection naturelle de l'air. Cette convection naturelle étant peu efficace, des techniques de dissipation supplémentaires doivent être déployées pour assurer le fonctionnement de l'équipement électronique. Un PCM utilisé pour gérer thermiquement un système requiert plusieurs spécificités :

- 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.

Beaucoup de substances chimiques peuvent être utilisées comme PCM, c'est pourquoi la seule condition difficile à obtenir est la bonne conductivité thermique. C'est le principal défaut des PCM qui constitue un obstacle à l'intégration de PCM dans les systèmes de refroidissements. Différents moyens pour améliorer la conductivité thermique ont été testés:

- Ajouter des additifs présentant une bonne conductivité thermique comme de la poudre d'aluminium, des nano matériaux ou des puces de fibre de carbone.
- Former des composites en intégrant les PCM dans des métaux poreux ou dans des matrices de graphite expansé.

▪ Ajouter des ailettes ou des sphères de métal. Des expérimentations ont été effectuées, et la méthode qui consiste à intégrer un PCM dans une matrice de graphite expansé est démontrée comme étant le choix idéal. La figure 25 Utilisation de PCM avec du graphite pour refroidir des batteries présente un exemple d'utilisation de PCM avec des feuilles de graphite pour refroidir des batteries au Lithium.

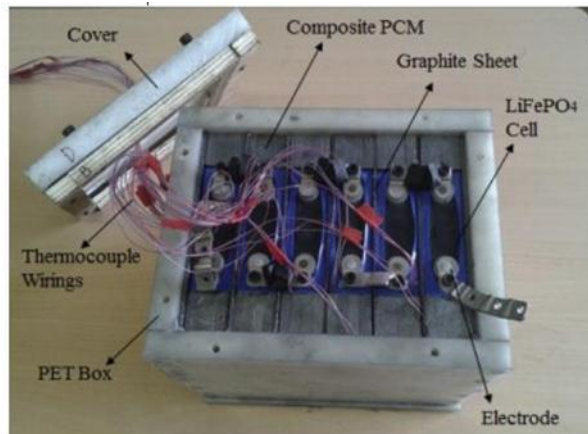


Figure II.13 : Utilisation de PCM avec du graphite pour refroidir des batteries (3)

Il est possible de classer les PCM en 3 catégories :

- **Les composés minéraux**(ou inorganiques) : eau, acide sulfurique, trioxyde de soufre, acide phosphorique, gallium, ...
- **Les composés organiques** : Acide formique, acide acétique, Phénol, Acide dodécanoïque, hydroxyde de sodium, ...
- **Les composés eutectiques** : mélange de sels possédant une température de fusion constante pour une valeur particulière de concentration. Ils peuvent être inorganiques et/ou organiques.

#### b) Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur

Ce mode de refroidissement par changement de phase liquide-vapeur est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces et les plus adaptables pour refroidir les systèmes énergétiques. En effet la quantité de chaleur dissipée dépend du débit massique du fluide caloporteur et de sa chaleur de vaporisation. L'avantage majeur de ce mode de refroidissement réside dans le fait que le fluide circule sans aucune pompe mécanique. Les inconvénients tels que l'encombrement, le bruit, la consommation énergétique des systèmes

actifs sont inexistantes.

On peut distinguer quatre classes de refroidissement qui diffèrent de par leur configuration :

- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique.
- Refroidissement par caloducs.
- Refroidissement par thermosiphon.
- Refroidissement par boucle diphasique à deux lignes.

### c) Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique

Ce système est utilisé depuis 1948 afin de refroidir les équipements de puissance dans les radars mais à partir des années 70, motivés par l'augmentation des puissances des systèmes énergétiques, des chercheurs ont engagé des travaux sur ce mode de refroidissement. Les composants à refroidir sont placés dans une enceinte étanche partiellement remplie avec le liquide 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 l'air en convection naturelle ou par un liquide en convection forcée. Cet échangeur, aussi appelé condensateur peut être externe ou interne comme présenté sur la Figure 26.

### d) Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur

Ce mode de refroidissement par changement de phase liquide-vapeur est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces et les plus adaptables pour refroidir les systèmes énergétiques. En effet la quantité de chaleur dissipée dépend du débit massique du fluide caloporteur et de sa chaleur de vaporisation. L'avantage majeur de ce mode de refroidissement réside dans le fait que le fluide circule sans aucune pompe mécanique. Les inconvénients tels que l'encombrement, le bruit, la consommation énergétique des systèmes actifs sont inexistantes.

On peut distinguer quatre classes de refroidissement qui diffèrent de par leur configuration :

- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique.
- Refroidissement par caloducs.
- Refroidissement par thermosiphon.

- Refroidissement par boucle diphasique à deux lignes.

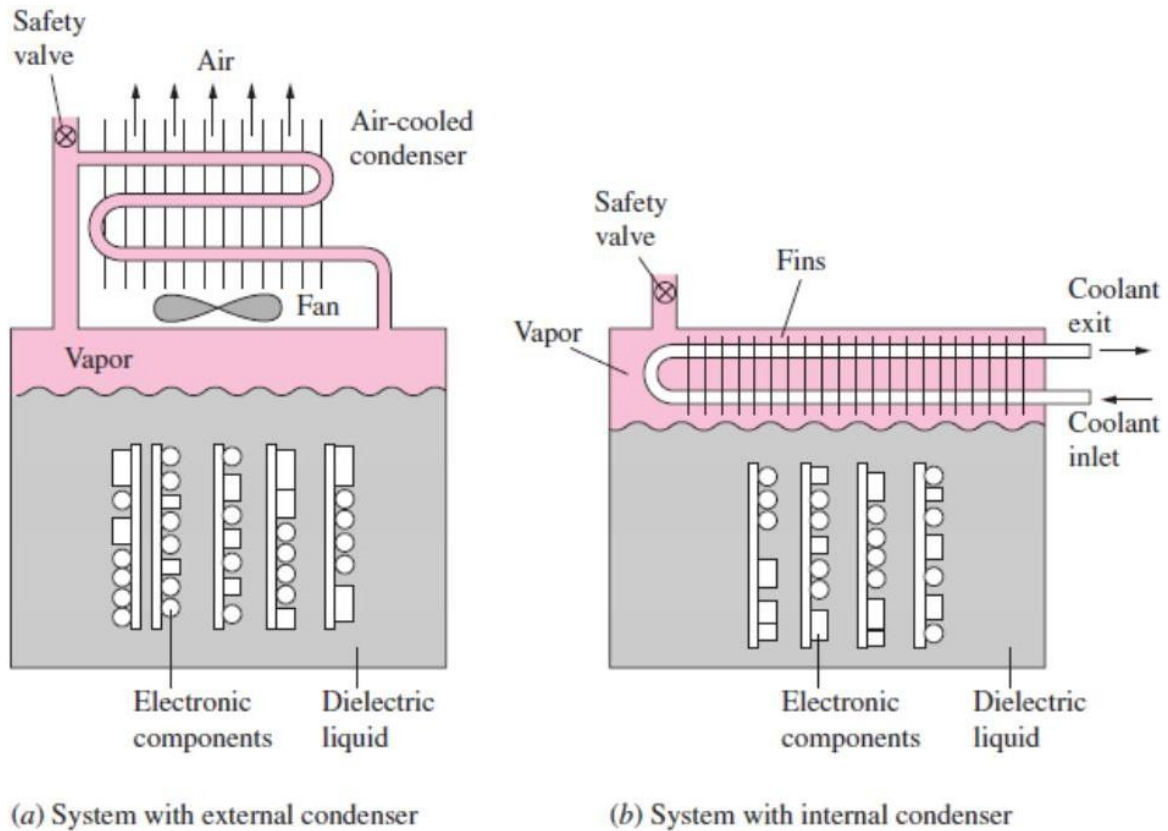


Figure II.14 : Systèmes de refroidissement par fluide diélectrique avec condensateur externe (a) interne (b)

Un inconvénient à ce système réside dans l'apparition de gaz non condensable comme de l'air. Une présence de 0.5% d'air dans l'enceinte peut donner lieu à une diminution de l'efficacité du refroidissement jusqu'à un facteur 5. Une grande attention doit donc être portée sur la dé-gazéification totale du fluide diélectrique, et à l'absence totale de tout gaz non condensable pendant le remplissage.

### e) Refroidissement par caloducs

Le caloduc est un système de refroidissement diphasique fermé dont le fonctionnement est basé sur une circulation en boucle fermée du fluide caloporteur. Les caloducs sont caractérisés par :

- Une conductivité thermique très élevée.
- Un fonctionnement quasi isotherme.
- Un contrôle de la température.

Ils fonctionnent sans aucune pièce en mouvement ce qui réduit le bruit et nécessite peu de maintenance. Les forces générant la circulation du fluide caloporteur peuvent être

aussi : capillaires, électrostatique, magnétiques ou osmotiques. Les caloducs sont simples à concevoir et peuvent être réalisés dans une gamme de géométrie très diversifiée. Toutes ces caractéristiques représentent les raisons pour lesquelles les caloducs sont utilisés dans des champs d'application très larges, qui visent des objectifs différents à savoir :

- Dissiper des puissances thermiques élevées avec un faible écart de températures.
- Évacuer une puissance thermique variable à une température constante.
- Uniformiser la température du système.
- Adapter la densité de flux thermique entre une source chaude et une source froide de surface très différente.

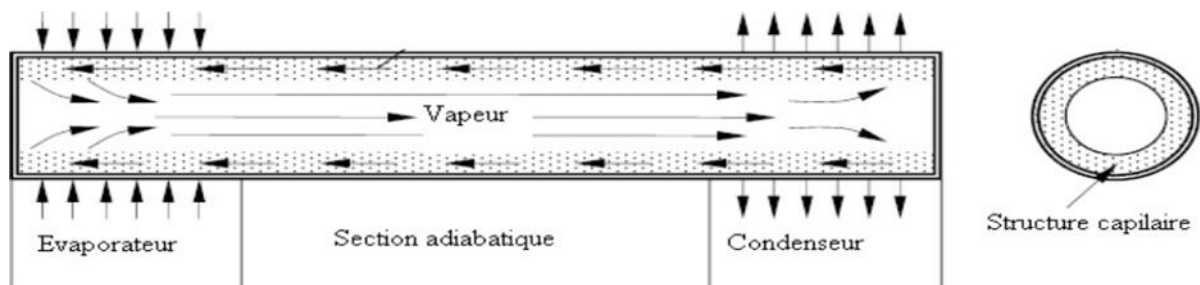


Figure II.15 : Schéma de principe d'un caloduc.

#### f) Refroidissement par thermosiphon

La différence majeure entre un caloduc et un thermosiphon réside dans le fait qu'un tube thermosiphon fonctionne sans mèche poreuse. Le retour du condensat vers l'évaporateur s'effectue uniquement via les forces gravitationnelles. C'est un système simple et peu coûteux qui permet de transférer la chaleur du système vers l'extérieur. Le mouvement de la vapeur depuis l'évaporateur vers le condenseur s'effectue sous l'effet des forces de flottabilité causé par la variation de densité du fluide caloporteur.

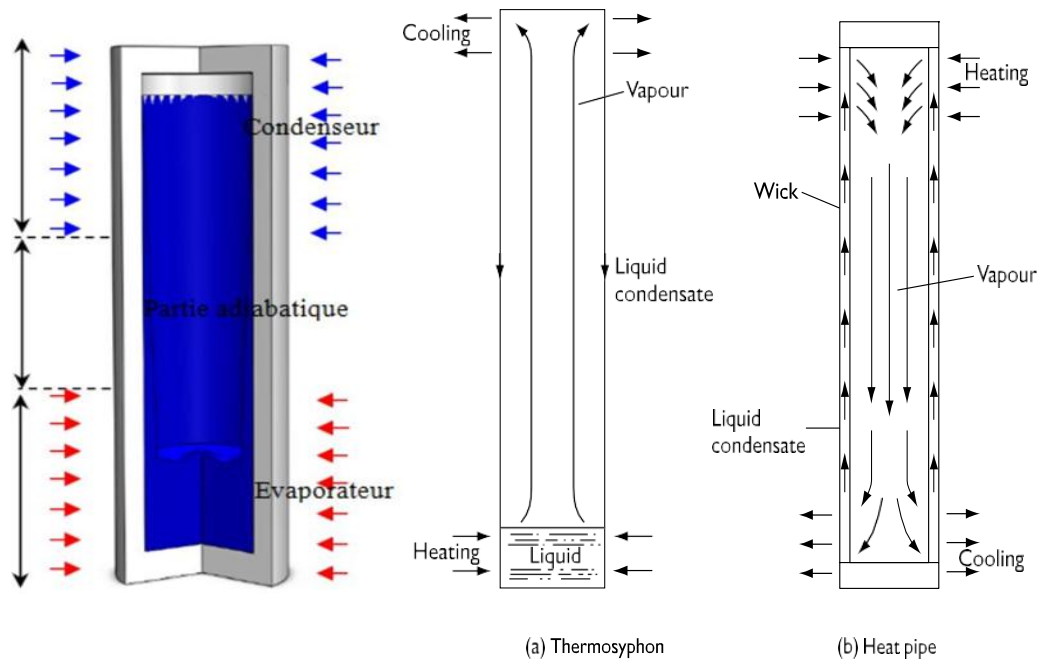


Figure II.16 : Schéma de principe d'un thermosiphon en tube fermé

Trois zones séparées peuvent être distinguées : la **zone de l'évaporateur** dans laquelle le fluide caloporteur est évaporé, la **partie adiabatique** dans laquelle circule le fluide, et le **condenseur** qui permet le transfert de chaleur dissipé du système vers le milieu extérieur. Les tubes thermosiphon sont généralement fermés. Ils utilisent le processus de transfert de chaleur par ébullition et condensation du fluide caloporteur. Ils contiennent une quantité de fluide caloporteur bien définie qui joue un rôle prédominant dans le transport de l'énergie thermique d'un bout à l'autre. La première application pratique d'un thermosiphon a été conduite par Schmidt dans le but de refroidir les pales de rotor d'une turbine à gaz c'est pourquoi le thermosiphon a été jugé apte pour diverses autres applications.

### g) Refroidissement par boucle diphasique CPL et LHP

Ces boucles diphasiques fonctionnent passivement grâce aux forces capillaires produites dans une structure poreuse comme dans un caloduc. Elles fonctionnent sur le principe de séparation des deux phases dans leur évolution d'une extrémité à l'autre de la boucle. Ceci permet de supprimer les interactions liquide-vapeur dans les zones adiabatiques, et de gérer de façon indépendante les pertes de chaleur dans chaque phase lors du dimensionnement. Seule la partie évaporateur est munie d'un milieu capillaire afin de permettre un saut maximal de pression. Ce milieu capillaire doit compenser les chutes de pression générées par la circulation du fluide dans les différents éléments de la

boucle. Le choix de la structure poreuse est prépondérant afin de garantir le fonctionnement du système.

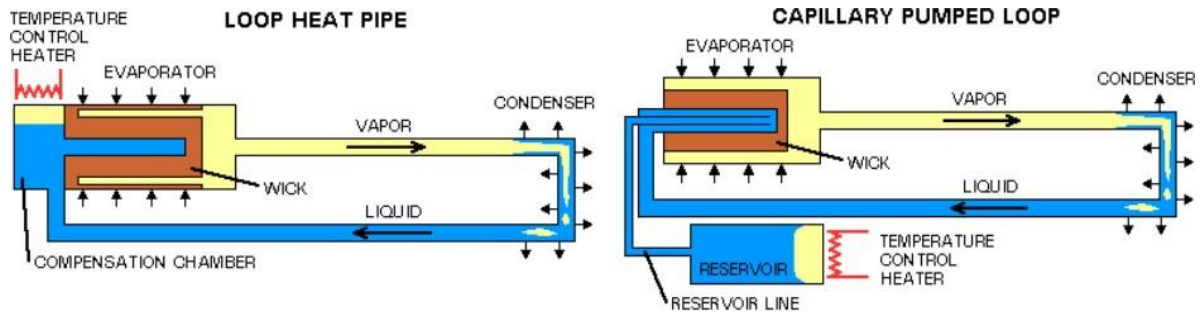


Figure II.17 : Boucles diphasiques CPL et LHP.

# Chapitre III

## RESULTATS ET DISCUSSION

- IV.1. Modèle physique
- IV.2. Etude de la consistance du maillage
- IV.3. Effet de la forme des ailettes
- IV.4. Effet de la densité d'arrangement des ailettes
- IV.5. Effet du nombre de Reynolds

---

### Résumé :

**L'**Objectif de ce chapitre c'est de présenter et d'analyser les résultats de la simulation en 3D transitoire par le logiciel COMSOL 5.6 du comportement thermo-fluide au sein d'un dissipateur thermique à ailettes. La discussion des effets de la forme de ces ailettes, de leur densité d'arrangement et du nombre de Reynolds sur la performance de refroidissement de ce type de dissipateur thermique est abordée.

---

### III.1 Modèle physique

Le dissipateur thermique à ailettes objet de notre simulation numérique est sous forme d'un boîtier en cuivre utilisé pour le refroidissement de composants électroniques de puissance. Ce boîtier contient des ailettes espacées en aluminium, et il est parcouru par un fluide refroidissant (l'eau) s'écoulant en écoulement laminaire avec une vitesse d'entrée constante ( $U_{in}$ ), comme il le montre la figure III.1. Afin d'imiter le refroidissement des composants électroniques par ce boîtier de refroidissement, un flux de chaleur constant et uniforme est appliqué à sa base ( $q_{in}$ ). Les dimensions du système de refroidissement (boîtier, ailettes) et les conditions de flux thermique imposé et de la vitesse de l'eau à l'entrée du dissipateur thermique à ailettes choisies sont détaillées dans la table 1. Les propriétés thermophysiques de l'eau sont comme suit :

$$\rho_{eau} = 1000 \text{ kg/m}^3, \mu_{eau} = 8.55 \times 10^{-4} \text{ kg/m}^3, k_{eau} = 0.6 \text{ W/(m.K)}$$

Afin d'évaluer la performance thermo-hydraulique du dissipateur à ailettes, quatre configurations d'ailettes avec des densités d'arrangement différentes sont modélisées et

investiguées, comme le montre les figures Fig. III.4 et Fig III.8. Par raison que les composants électroniques de puissance disposent des tailles réduites, et afin d'imiter un cas pratique, un flux thermique constant et uniforme  $q_{in} = 150,000 \text{ W/m}^2$  est introduit à la base du dissipateur thermique à ailettes disposant d'une base de surface  $40 \times 40 \text{ mm}^2$ , comme il l'indique la table III.1. Le reste des faces du dissipateur thermique à ailettes sont isolés thermiquement.

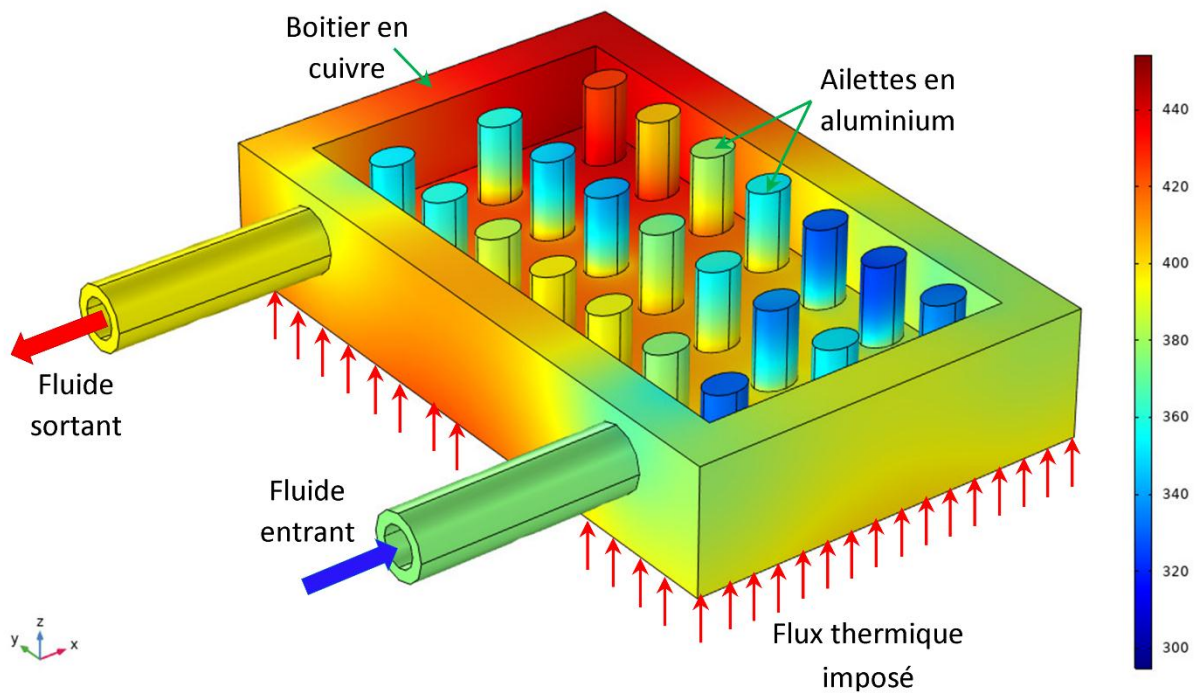


Figure III.1 : Géométrie 3D du système de refroidissement étudié.

**Table III.1.** Dimensions du dissipateur thermique et propriétés thermo-physiques.

Paramètre	Valeur
Longueur du dissipateur thermique $L_d$	52 mm
Largeur du dissipateur thermique $W_d$	84 mm
Hauteur du dissipateur thermique $H_d$	16 mm
Base chauffée	$40 \times 40 \text{ mm}^2$
Diamètre extérieure de l'ailette cylindrique $D_{ex}$	4 mm
Diamètre intérieure de l'ailette cylindrique $D_{in}$	2.5 mm
Hauteur d'ailette $H_A$	16 mm
Densité du flux thermique imposé $q_{in}$	$150,000 \text{ W/m}^2$
Vitesse de l'eau à l'entrée $U_{in}$	0.25~ 0.7 m/s

### III.2 Hypothèses simplificatrices

Pour une formulation simple du modèle physique nous allons considérer les hypothèses suivantes :

- Le fluide qui s'écoule est Newtonien, visqueux et incompressible.
- L'écoulement est laminaire.
- La dispersion thermique est négligeable.
- La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques du fluide (autres que la masse volumique) sont constantes et sont évaluées à la température et à la concentration de référence.

### III.3 Formulation mathématique

Le système d'équations locales différentielles aux dérivées partielles de conservation de masse, de la quantité du mouvement de fluide et d'énergie décrivant ce problème dans deux zones différentes :

(1) La zone libre du fluide (l'eau) est donnée par :

L'équation de continuité :

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement :

$$\left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\frac{1}{\rho_f} \nabla P + \frac{\mu}{\rho_f} \nabla^2 \vec{V} \quad (\text{III.2})$$

L'équation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T_f = \alpha_f \nabla^2 T_f \quad (\text{III.3})$$

(b) La zone d'ailettes :

$$(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) \quad (\text{III.4})$$

### III.4 Les conditions aux limites

Les équations différentielles de la modélisation sont résolues avec les conditions initiales aux limites suivantes :

A l'entrée du dissipateur : (vitesse imposée)

$$\begin{aligned} x = 0, y = 0, z = 0 \quad \text{et} \quad z = H \\ u = u_0, v = w = 0, T = T_0, P = P_0. \end{aligned} \quad (\text{III.5})$$

A la sortie du dissipateur : (pression imposée)

$$\begin{aligned} x = L, y = 0, z = 0 \quad \text{et} \quad z = H \\ P = P_0 \end{aligned} \quad (\text{III.6})$$

Aux bords du dissipateur : (adhérence à la paroi et isolation thermique)

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.7})$$

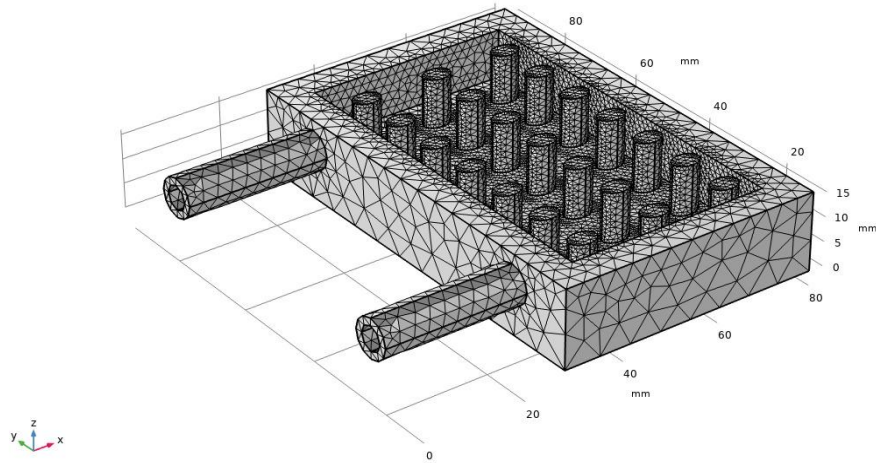
A la base du dissipateur : (flux thermique imposé)

$$q_{in} = 150,000 \text{ W/m}^2 \quad (\text{III.8})$$

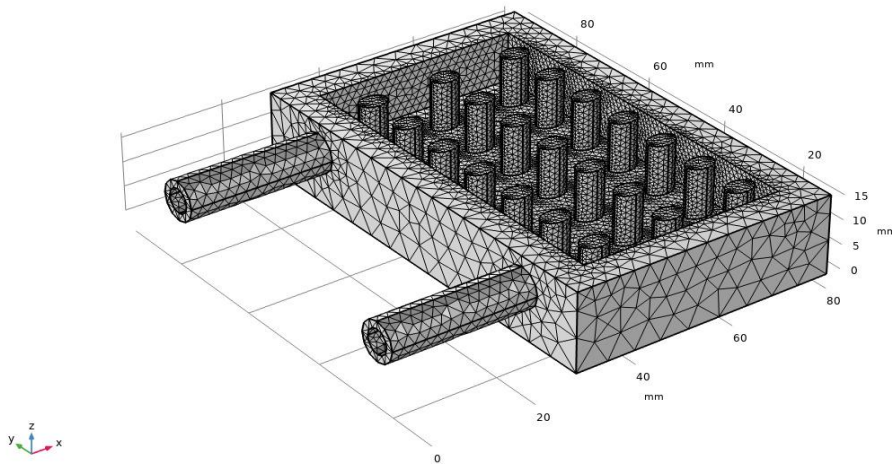
### III. 5 Etude de la consistance du maillage

L'étude de la consistance du maillage et de l'indépendance des résultats de la simulation du type de maillage, nous a amené à utiliser trois types de maillages : maillage grossier (237436 éléments triangulaires), maillage normal (341559 éléments triangulaires) et maillage fin (675665 éléments triangulaires) (figure III.2). L'objectif est de prouver que la distribution de la température au sein du dissipateur thermique à ailettes pour des conditions données du flux thermique imposé et une vitesse donnée de l'eau à l'entrée sont indépendantes du maillage utilisé. Pour cela, nous avons choisi à calculer pour les trois types de maillage (grossier, normal et fin) la distribution de la température, à la ligne médiane du dissipateur thermique selon l'axe Y.

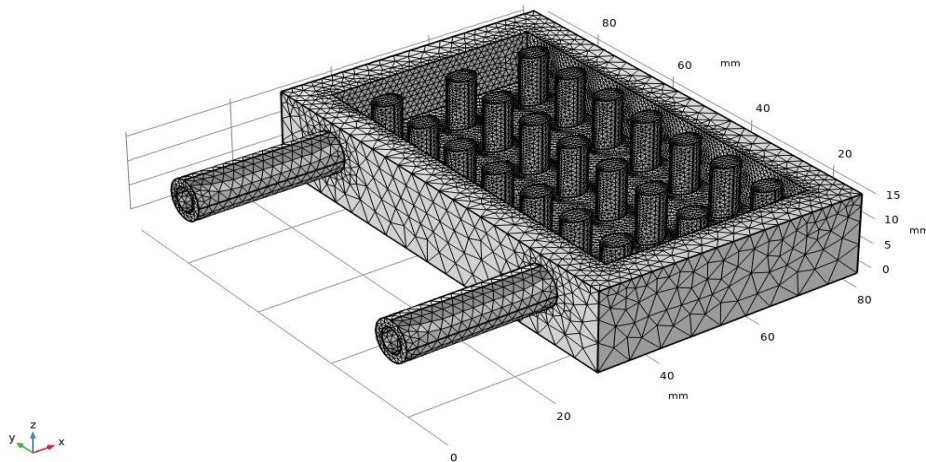
La figure III.3 montre qu'aucun changement concernant la température pour les trois types de maillage (grossier, normal et fin), ce qui montre que le raffinement de maillage qui nécessite des capacités de stockage mémoire importantes et du temps de calcul est inutile pour l'étude du présent modèle de simulation en 3D de l'écoulement de l'eau le long du dissipateur thermique à ailettes rectangulaires en aluminium conçu pour refroidir des composants électroniques de puissance. Pour cette raison nous choisissons le maillage normal dans la suite des calculs de simulation numérique.



(a) Maillage grossier (237436 éléments triangulaires)



(b) Maillage normal (341559 éléments triangulaires)



(c) Maillage fin (675665 éléments triangulaires)

Figure III.2 : Comparaison de maillages utilisés (grossier, normal et fin).

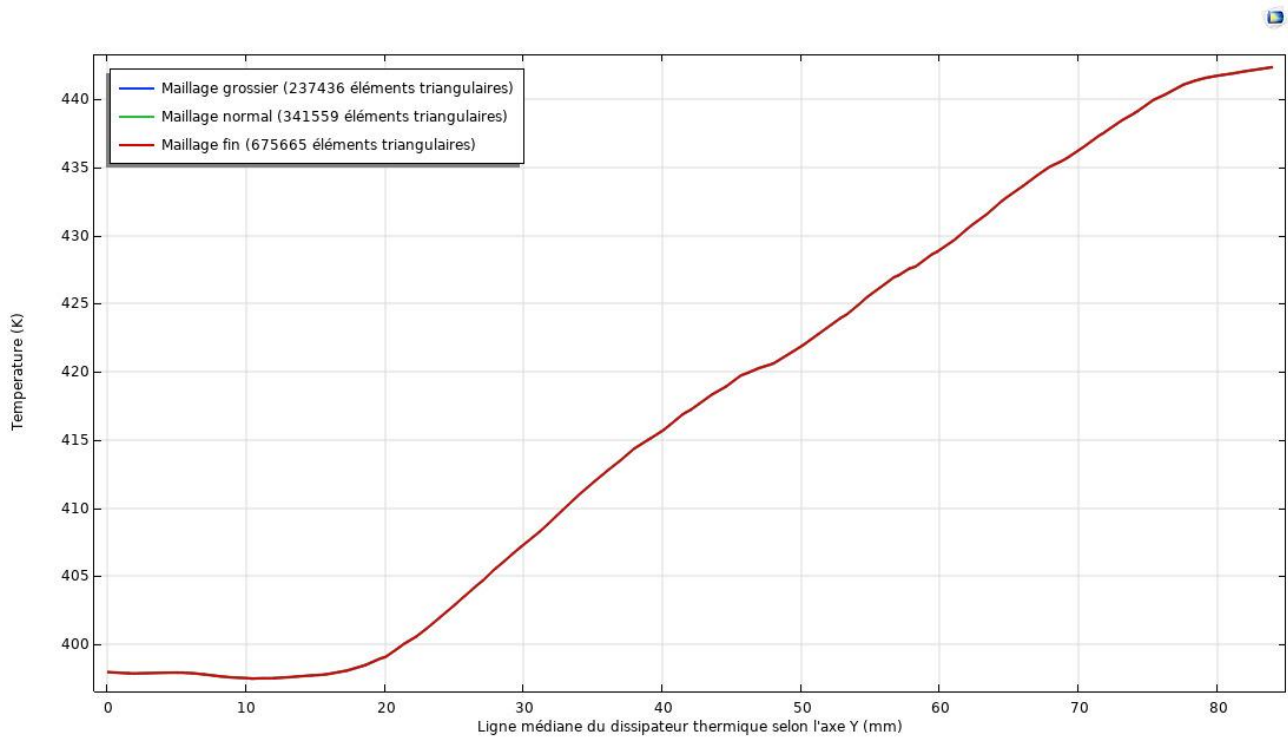


Figure III.3 : Etude de l'indépendance des résultats de la simulation du type de maillage.

### III.6 Effet de la forme des ailettes

Dans cette section nous nous intéressons à l'effet de la forme des ailettes du dissipateur thermique à ailettes sur son comportement thermo-hydraulique (température, vitesse et pression) au cours du processus de refroidissement du composant électronique de haute puissance. Dans le cadre de cette perspective que nous avons choisi quatre formes plus usuelles et pratiques : cylindre, parallélépipède, pyramide et tétraèdre, comme le montre la figure III.4.

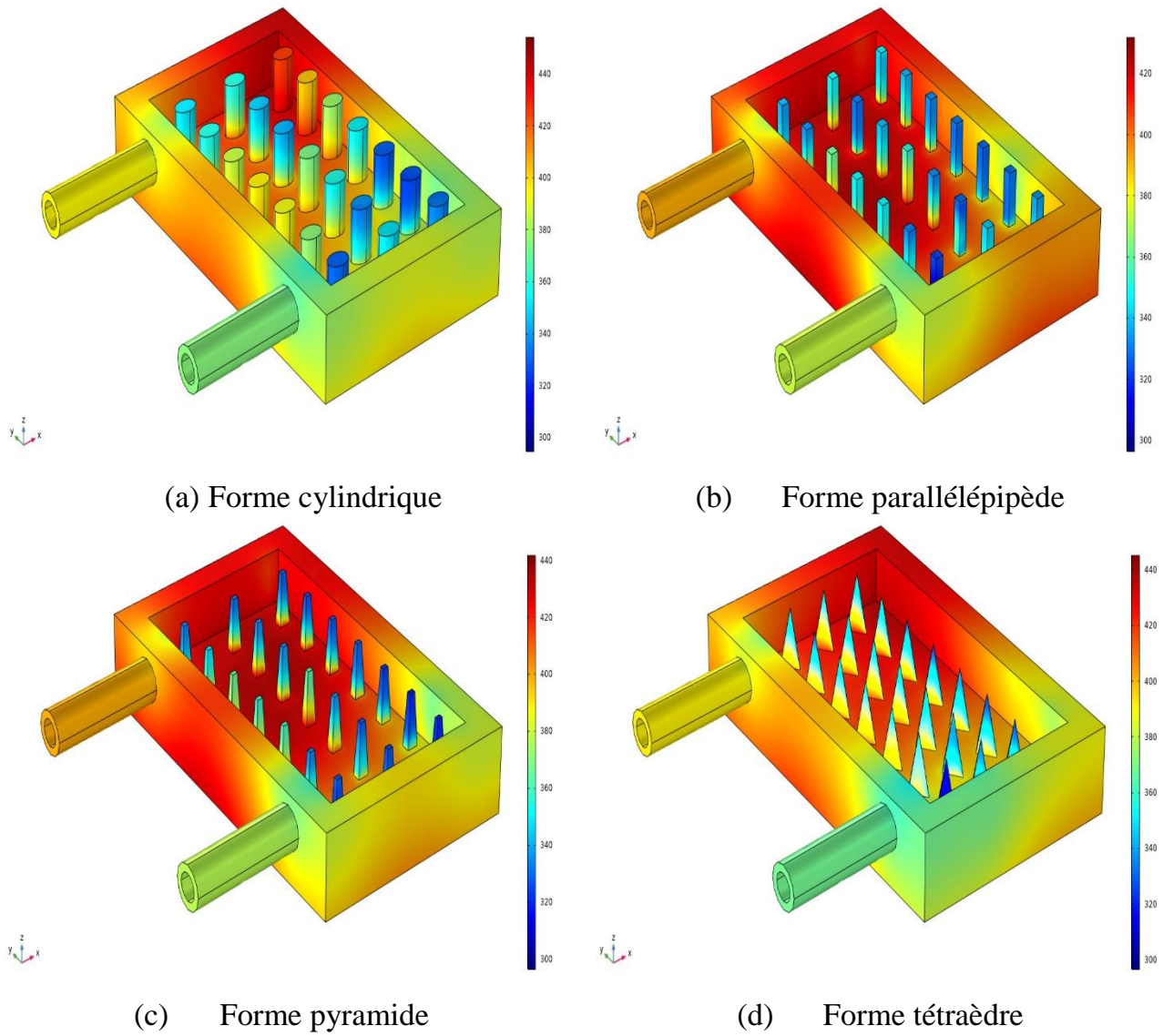


Figure III.4 : Différentes formes géométriques des ailettes du dissipateur thermique à ailettes.

**(a) Température :**

Comme nous pouvons le voir sur la figure III.5, les dissipateurs à ailettes cylindriques et à ailettes tétraèdres sont les mieux refroidi. Pour ces deux dissipateurs, la zone la plus chaude est concentrée dans le coin supérieur gauche, tandis que les autres parties des dissipateurs se trouvent à des températures admissibles. Pour le dissipateur à ailettes pyramides, la concentration des zones chaudes est plus importantes que les deux premiers, suivi par le dissipateur thermique à ailettes parallélépipèdes qui montre le plus des zones très chaudes à température maximale ( $T_{\max} = 440 \text{ K}$ ).

Nous pouvons constater que le dissipateur à ailettes qui présente des températures modérées c'est celui à ailettes de forme cylindrique et tétraèdre, suivi par celui à ailettes de forme pyramide, puis à ailettes de forme parallélépipède.

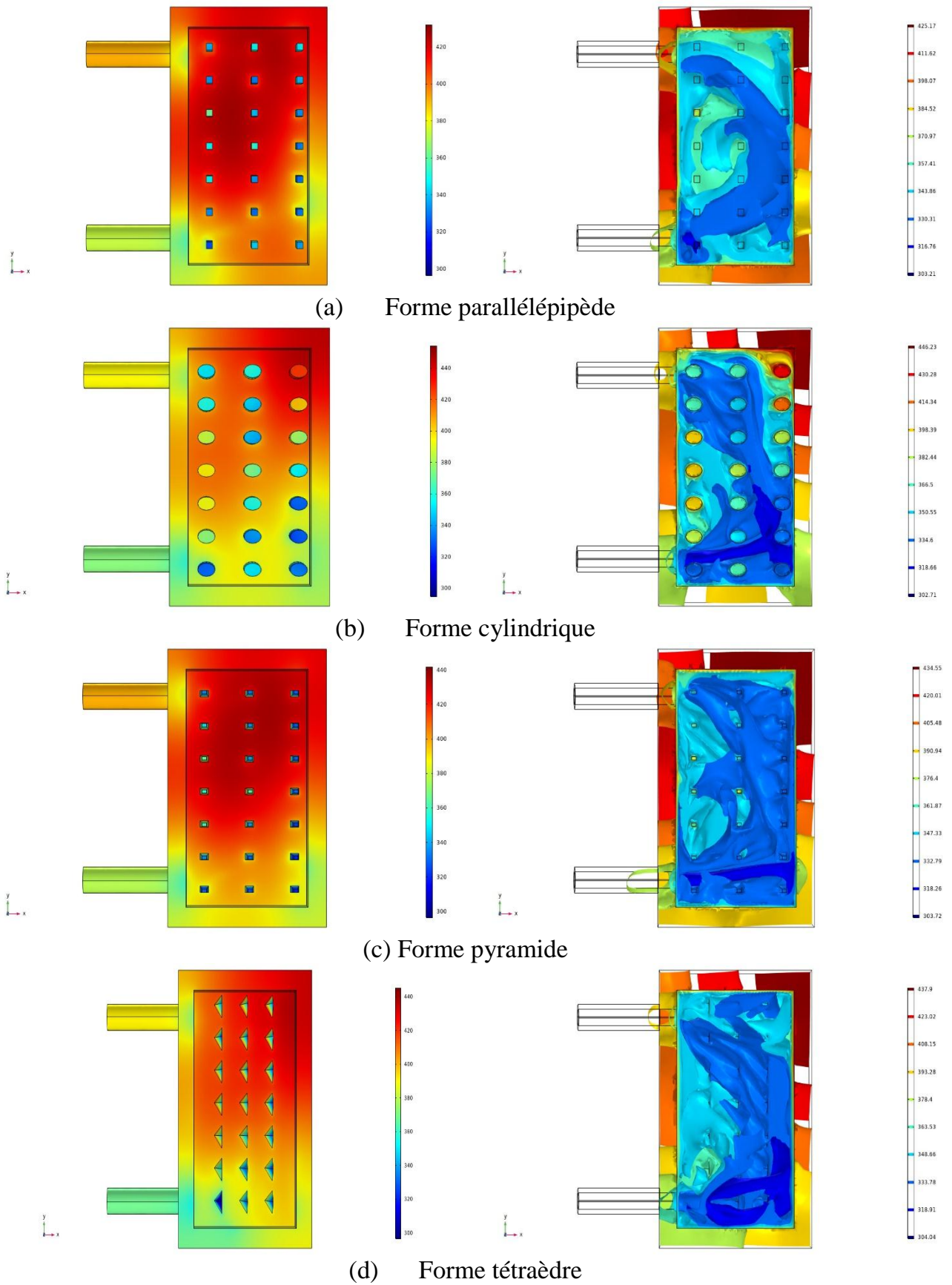


Figure III.5 : Effet de la forme géométriques des ailettes sur le comportement thermique du dissipateur thermique à ailettes.

**(b) Vitesse :**

La figure III.6 présente l'effet de la forme des ailettes sur le champ de vitesse de l'eau lors de son écoulement au sein du dissipateur thermique à ailettes. Ce champ est presque identique pour les quatre configurations, sauf que pour les vitesses maximales à l'entrée et à la sortie du dissipateur thermique. Comme on peut le voir sur la figure, et pour les deux dissipateurs à ailettes de formes parallélépipèdes et cylindriques, le trajet de l'écoulement laminaire de l'eau est marqué de l'entrée à la sortie du dissipateur thermique par une vitesse maximale  $U_{\max} = 0.5$  m/s pour le dissipateur à ailettes parallélépipèdes et  $U_{\max} = 0.6$  m/s pour le dissipateur à ailettes cylindriques, ce qui peut contribuer à l'intensification des échanges thermiques par convection forcée pour ces deux dissipateurs thermiques.

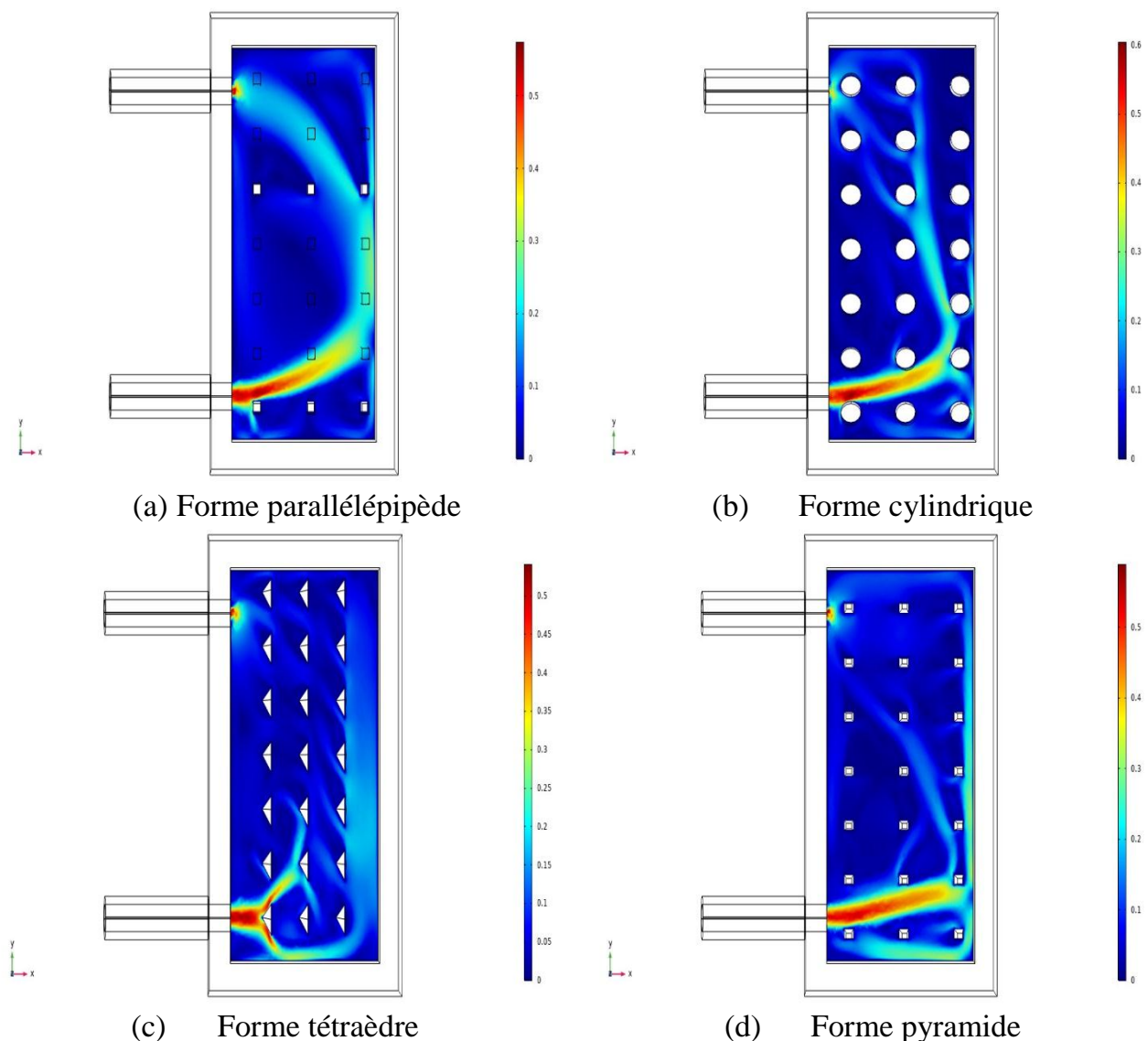


Figure III.6 : Effet de la forme géométriques des ailettes sur la vitesse de l'eau au sein du dissipateur thermique à ailettes.

(c) Pression :

La figure III.7 présente l'effet de la forme des ailettes sur la distribution de la pression au sein du dissipateur thermique à ailettes. Comme on peut le voir sur la figure, le niveau des valeurs de la pression est faible pour les deux dissipateurs thermiques à ailettes de formes parallélépipèdes et cylindriques, alors que ce niveau de valeurs de la pression est moyen pour les autres types de dissipateurs thermiques (à ailettes pyramides et tétraèdres).

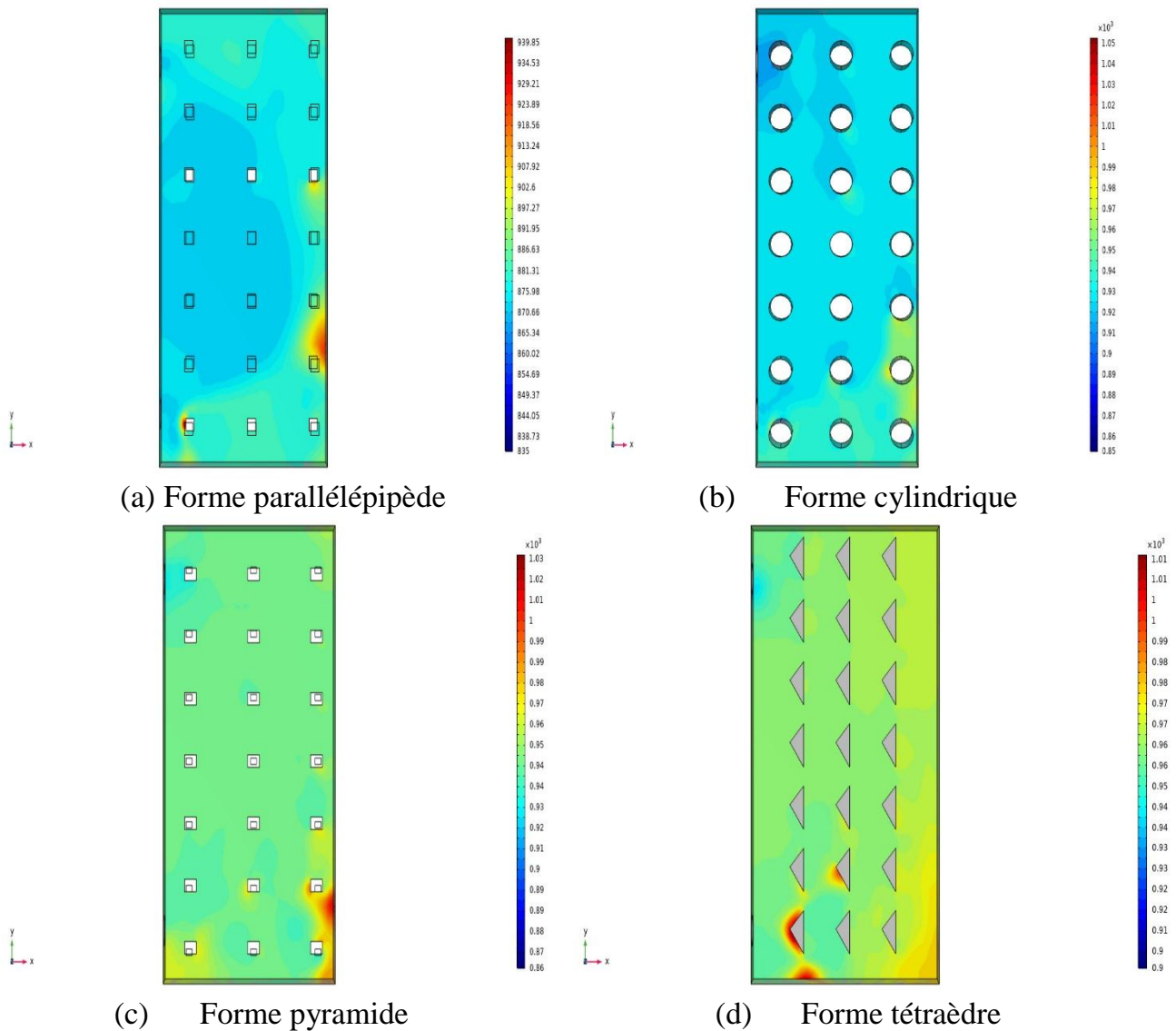


Figure III.7 : Effet de la forme géométriques des ailettes sur la pression de l'eau au sein du dissipateur thermique à ailettes.

### III.7 Effet de la densité d'arrangement des ailettes

Dans le cadre de ce mémoire nous avons essayé pour le dissipateur thermique à ailettes de forme cylindrique quatre densités d'arrangements tirés d'articles publiés dans la littérature, comme le montre les figures III.8.

L'analyse des résultats de la simulation numérique pour montrer l'effet de la densité d'arrangement des ailettes de forme cylindrique confirme que la densité d'arrangement des ailettes la plus adaptée pour un refroidissement performant des composants électroniques de puissance c'est la DA1, puis la DA4, suivi par la DA2 et enfin la DA3. Le classement précédent des densités d'arrangement d'ailettes est dû principalement à deux critères : le premier c'est que les zones de concentration de la température maximale (zones rouges) sont minimales, et le deuxième c'est que la valeur de la température maximale il faut qu'elle soit dans la zone admissible qui peut supporter le composant électronique de puissance selon les valeurs du flux imposé et de la vitesse de l'eau à l'entrée.

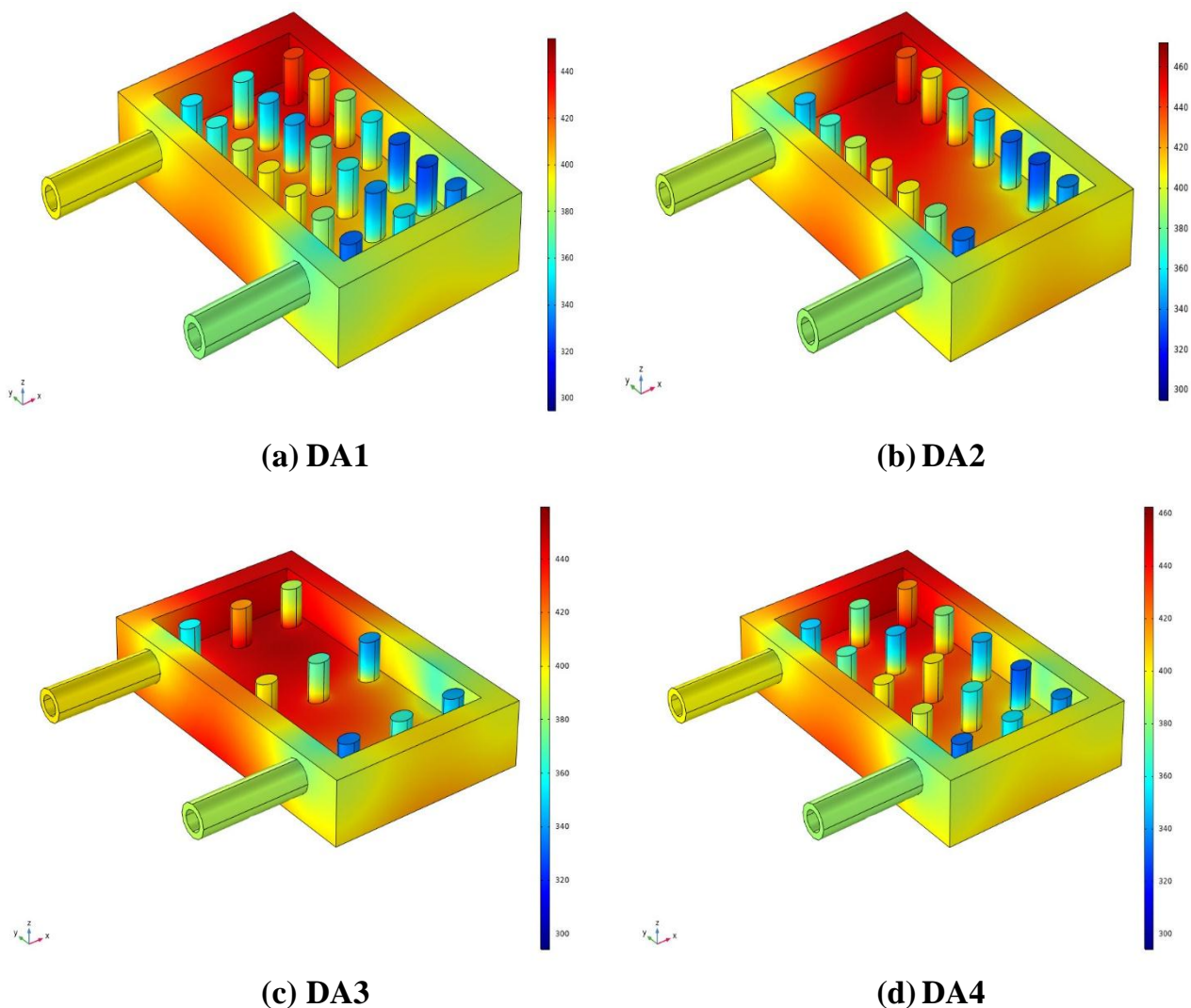


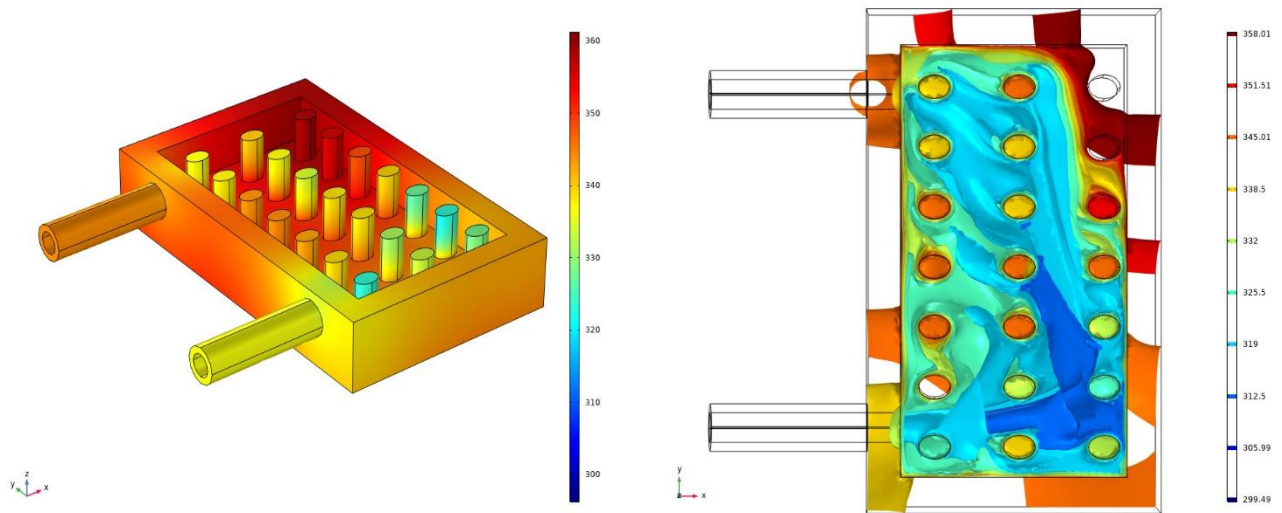
Figure III.8 : Différentes densité d'arrangement des ailettes de forme cylindrique.

### III.8 Effet du nombre de Reynolds

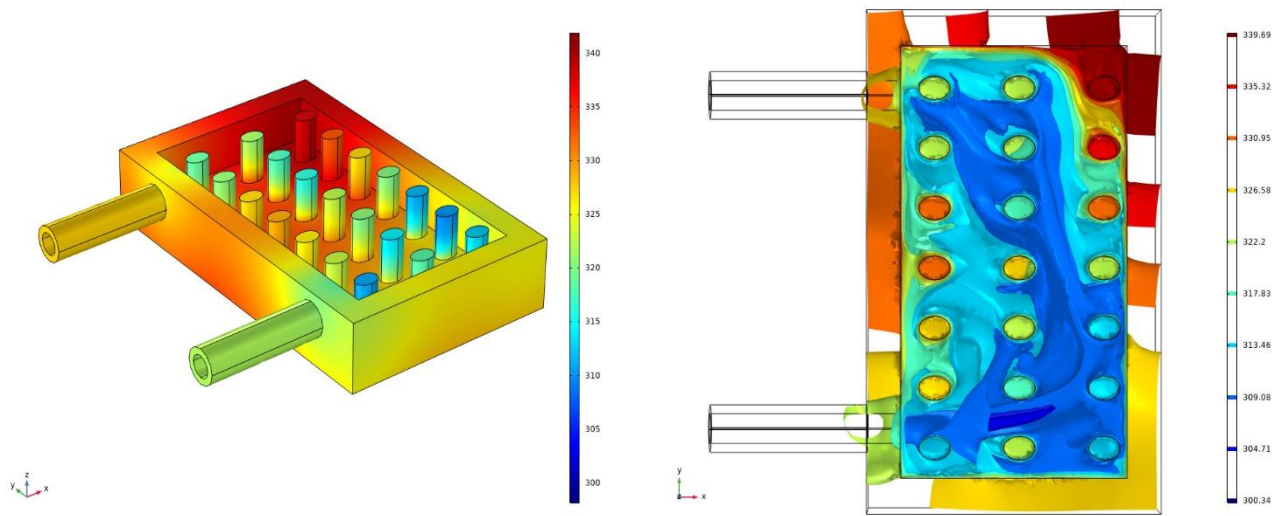
La figure III.9 montre l'effet de l'augmentation de la vitesse de l'eau de refroidissement à l'entrée du dissipateur thermique à ailettes sur la distribution de la température au sein de ce dissipateur thermique. Comme on peut le voir aisément, cet effet est important car pour  $Re = 731$  ( $U_{in} = 0.25$  m/s), la température maximale au sein du dissipateur au cours du processus de refroidissement de composant électronique de puissance est de  $T_{max} = 360$  K, alors que pour  $Re = 1316$  ( $U_{in} = 0.45$  m/s),  $T_{max} = 340$  K, et pour  $Re = 2047$  ( $U_{in} = 0.7$  m/s),  $T_{max} = 330$  K. Cet effet de l'augmentation du  $Re$  est favorisant pour le processus de refroidissement sauf qu'il génère des pertes de charge plus ou moins importantes.

L'effet du nombre de Reynolds  $Re$  sur la vitesse d'écoulement au sein du dissipateur thermique à ailettes est présenté par les figures III.10. Comme on peut le voir sur cette figure, les champs de vitesse sont presque identiques sauf que à l'entrée et à la sortie du dissipateur thermique, où la vitesse maximale peut atteindre  $U_{max} = 0.25$  m/s pour  $Re = 731$ ,  $U_{max} = 0.4$  m/s pour  $Re = 1316$ , et  $U_{max} = 0.6$  m/s pour  $Re = 2047$ .

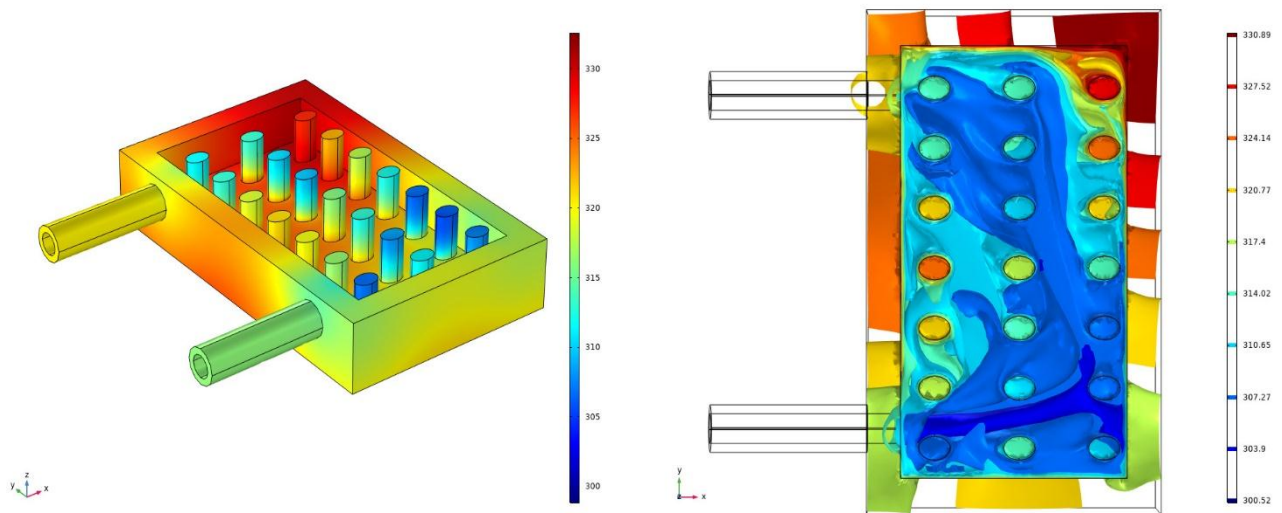
La figure III.11 montre l'effet de l'augmentation de la vitesse de l'eau de refroidissement à l'entrée du dissipateur thermique à ailettes sur la distribution de la pression au sein de ce dissipateur thermique. Il existe une forte élévation de la valeur de la pression à l'entrée du dissipateur et au cours du trajet d'écoulement de l'eau vers les ailettes qui se trouvent en face de la conduite d'entrée du dissipateur thermique en comparaison avec la valeur de la pression à la sortie du dissipateur, ce qui favorise une perte considérable de la pression au sein du dissipateur lors du processus de refroidissement du composant électronique de puissance.



(a)  $Re = 731$  ( $U_{in} = 0.25$  m/s)

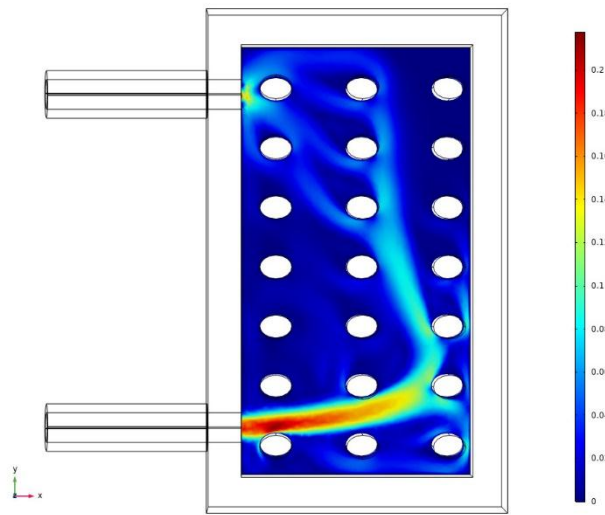


(b)  $Re = 1316$  ( $U_{in} = 0.45$  m/s)

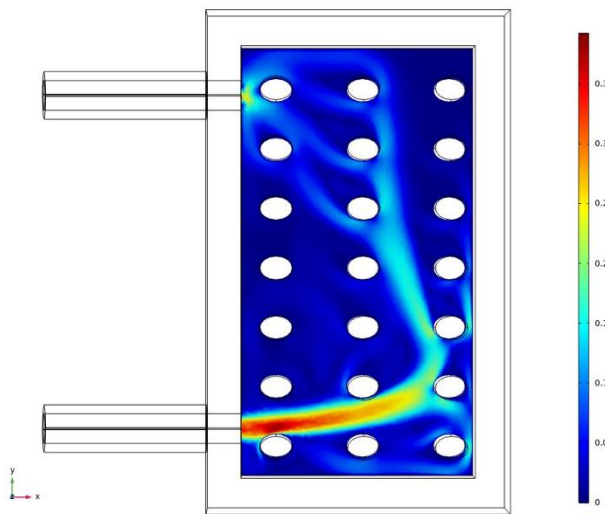


(c)  $Re = 2047$  ( $U_{in} = 0.7$  m/s)

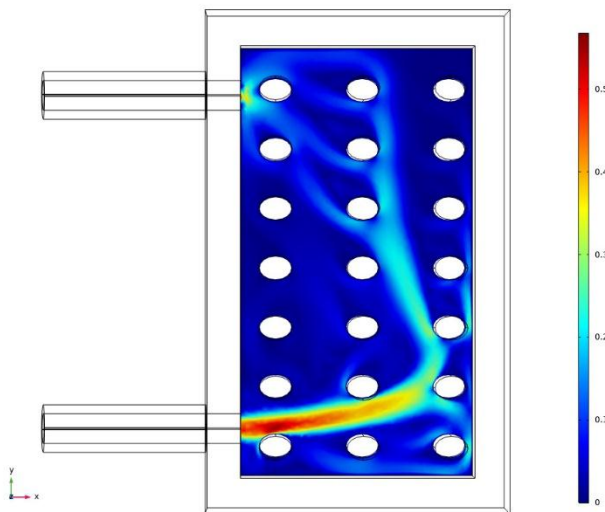
Figure III.9 : Effet du  $Re$  sur la distribution de la température au sein du dissipateur thermique en mousse métallique et ailettes.



(a)  $Re = 731$  ( $U_{in} = 0.25$  m/s)

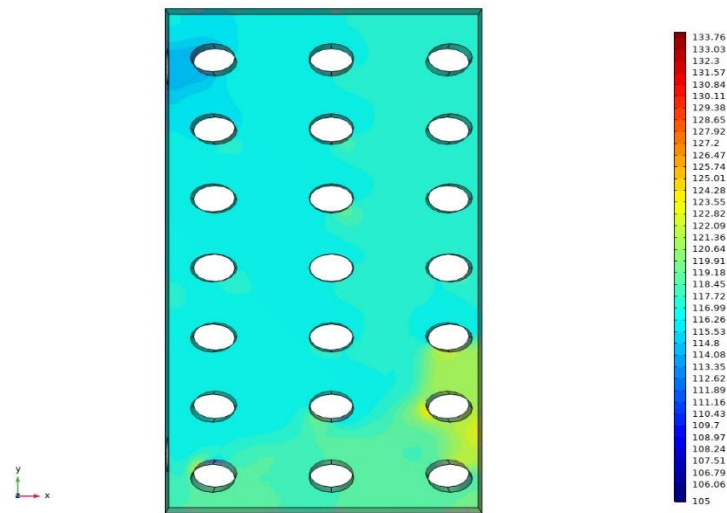


(b)  $Re = 1316$  ( $U_{in} = 0.45$  m/s)

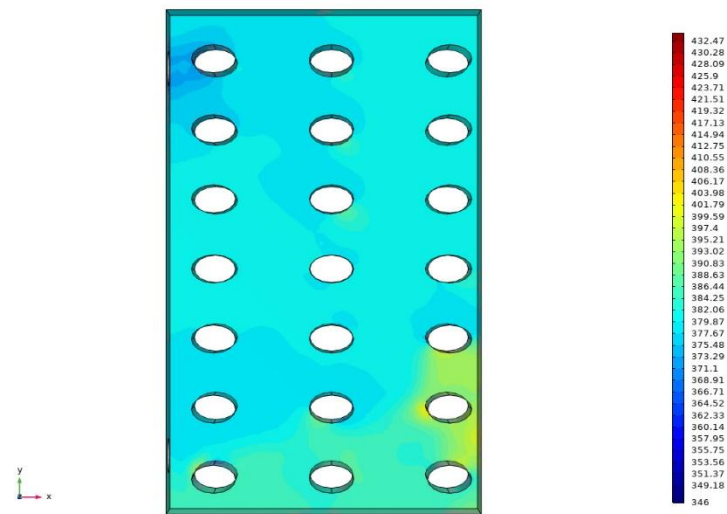


(c)  $Re = 2047$  ( $U_{in} = 0.7$  m/s)

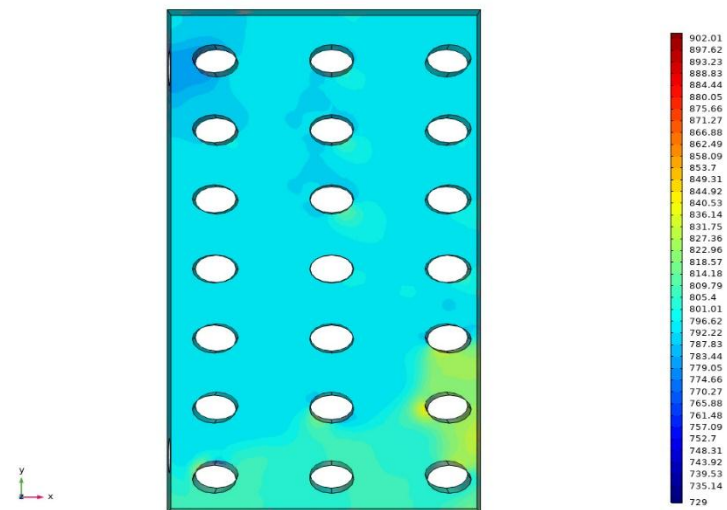
Figure III.10 : Effet du  $Re$  sur le champ de vitesse au sein du dissipateur thermique à ailettes.



(a)  $Re = 731$  ( $U_{in} = 0.25$  m/s)



(b)  $Re = 1316$  ( $U_{in} = 0.45$  m/s)



(c)  $Re = 2047$  ( $U_{in} = 0.7$  m/s)

Figure III.11 : Effet du  $Re$  sur la distribution de la pression au sein du dissipateur thermique à ailettes.

# Conclusion Générale

Dans ce mémoire, nous avons présenté une simulation thermo-hydraulique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D de l'écoulement de l'eau au sein d'un dissipateur thermique à ailettes utilisé pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Le boîtier du dissipateur thermique est parcouru par un fluide refroidissant (l'eau) s'écoulant en écoulement laminaire avec une vitesse d'entrée constante ( $U_{in}$ ), et Afin d'imiter le refroidissement des composants électroniques par ce boîtier de refroidissement, un flux de chaleur constant et uniforme est appliqué à sa base ( $q_{in}$ ). Afin d'évaluer la performance thermo-hydraulique du dissipateur à ailettes, quatre configurations d'ailettes avec des densités d'arrangement différentes sont modélisées et. La discussion des effets de la forme des ailettes, de la densité d'arrangement de ces ailettes et du nombre de Reynolds sur la performance de refroidissement de ce type de dissipateur thermique est abordée.

Les conclusions suivantes peuvent être mentionnées:

- L'étude de la consistance du maillage et de l'indépendance des résultats de simulation montrent que l'utilisation de trois types de maillage : grossier, normal et fin n'a aucun effet sur la précision ou la convergence des résultats concernant la température, la vitesse et la pression de l'air lors de son écoulement au du dissipateur thermique.
- Le dissipateur à ailettes qui présente des températures modérées c'est celui à ailettes de forme cylindrique et tétraèdre, suivi par celui à ailettes de forme pyramide, puis à ailettes de forme parallélépipède.
- L'effet de la densité d'arrangement des ailettes de forme cylindrique confirme que la densité d'arrangement des ailettes la plus adaptée pour un

refroidissement performant des composants électroniques de puissance c'est la DA1, puis la DA4, suivi par la DA2 et enfin la DA3.

- L'augmentation du  $Re$  est un facteur favorisant pour le processus de refroidissement sauf qu'il génère des pertes de charge plus ou moins importantes.

## *Bibliographie*

- [1] Rebay.M, Kakaç .S , Ben Maad .R, Padet .J, Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, Int. Journal of Transport Phenomena, Vol. 11, pages :185-196, 2009..
- [2] Elenbaas .W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. Physica IX, 39(1):1–28, 1942.
- [3] Kakaç .S, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, Cooling of Electronic Systems, KluwerAcademic Publishers, Massachusetts, 1994.
- [4] Subha .M. K, R. M. John, Optimization of Elliptical Fin Heat sink Design in Forced Convection: Single and Multiple Heat Sink, Interpack, pages : 350-369, 2003.
- [5] Icoz .T and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, Numerical Heat Transfer, Part A 48, pages: 831-847, 2005.
- [6] Kelkar .K. M, D. Choudhury, Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.5, pages: 1133-1145, 1993.
- [7] Kim .S. Y, H. J. Sung and J. M. Hun, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, pages: 2941-2952, 1992.
- [8] Heindel .T.J, S. Ramadhyani, F. P. Incropera, Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 — two- and three-dimensional model validation , Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.16, pages: 501-510, 1995.
- [9] Rahman .M, Jagannath Raghavan, Transient response of protruding electronic modules exposed to horizontal cross flow, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, pages: 48-59, 1999.
- [10] Dogan .A, M. Sivrioglu and S. Baskaya, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, International Communications in Heat and Mass Transfer 32, pages: 1244-1252, 2005.
- [11] Huang C. C., Yan W. M. et Jang J. H. (2005) Laminar mixed convection heat and mass transfer in vertical rectangular ducts with film evaporation and condensation. Int. J. Heat Mass Transfer, volume 48, p. 1772–1784.
- [12] Ait Aldjet K. (1988) Évaporation d'eau entre plaques parallèle humides sous l'effet d'un écoulement d'air en convection forcée. Application à l'évaluation des transferts couplés de chaleur et de masse. Thèse de Doctorat-ès-Sciences Physique, Université de Poitiers, Poitiers Cedex, France.
- [13] Lin J. N., Chou F.C., Yan W.M. et Tzeng P.Y. (1992) Combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection in the thermal

entrance region of horizontal square channels. The Canadian Journal of Chemical Engineering, volume 70, p. 681-689.

[14] Boukadida N. (2000) Contribution à l'étude des transferts couplés de chaleur et de masse : application aux phénomènes de l'évaporation et au séchage convectif. Thèse de Doctorat d'Etat es-Sciences Physiques, Faculté des Sciences de Tunis, Tunis, Tunisie.

[15] Peng X.F, B. X. Wang, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pages: 3421-3427, 1993.

[16] Yan W. M. et Soong C. Y. (1995) Convective heat and mass transfer along an inclined heated plate with film evaporation. Int. J. Heat Mass Transfer, Volume 38, p. 1261-1269.

[17] Mala G. M and D. Li, Flow characteristics of water in microtubes, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 20, pages: 142-148, 1999.

[18] Mezaache E. et Dagenet M. (2000) Étude numérique de l'évaporation dans un courant d'air humide laminaire d'un film d'eau ruisselant sur une plaque inclinée. Int. J. Thermal Sciences, volume 39, p. 117-129.

[19] Debbissi C., Orfi J. et Ben Nasrallah S. (2001) Evaporation of water by free convection in vertical channel including effects of wall radiative properties. Int. J. Heat Mass Transfer, volume 44, p. 811-826.

[20] Rossomme .S Modélisation de l'évaporation des films liquides minces, y compris au voisinage des lignes de contact : Application aux caloducs à rainures. PhD thesis, Université libre de Bruxelles, Bruxelles, Belgique, 2008.

[21] Groll M., Scheinder M., Sartre V., Zaghdoudi M.C., Lallemand M. « Thermal control of electronic equipment by heat pipes » Revue générale de thermique, Vol 37, p 323- 352, 1998

[22] Faghri. Heat Pipe Science and Technology. Taylor and Francis, 1995.

# Résumé

Dans ce mémoire, nous présentons une simulation thermo-hydraulique par le logiciel COMSOL 5.6 en 3D de l'écoulement de l'eau au sein d'un dissipateur thermique à ailettes utilisé pour le refroidissement des composants électroniques de puissance. Le boîtier du dissipateur thermique est parcouru par un fluide refroidissant (l'eau) s'écoulant en écoulement laminaire avec une vitesse d'entrée constante ( $U_{in}$ ), et Afin d'imiter le refroidissement des composants électroniques par ce boîtier de refroidissement, un flux de chaleur constant et uniforme est appliqué à sa base ( $q_{in}$ ). Afin d'évaluer la performance thermo-hydraulique du dissipateur à ailettes, quatre configurations d'ailettes avec des densités d'arrangement différentes sont modélisées et. La discussion des effets de la forme des ailettes, de la densité d'arrangement de ces ailettes et du nombre de Reynolds sur la performance de refroidissement de ce type de dissipateur thermique est abordée.

Les résultats de cette analyse CFD ont montré que le dissipateur à ailettes qui présente des températures modérées c'est celui à ailettes de forme cylindrique et tétraèdre, suivi par celui à ailettes de forme pyramide, puis à ailettes de forme parallépipède. L'effet de la densité d'arrangement des ailettes confirme que la densité d'arrangement des ailettes la plus adaptée pour un refroidissement performant c'est celle avec un nombre maximum d'ailettes bien espacées. Ainsi, l'augmentation du  $Re$  est un facteur favorisant pour le processus de refroidissement sauf qu'il génère des pertes de charge plus ou moins importantes.