

# Définition d'un critère d'utilité appliqué aux diffuseurs thermiques diphasiques pour le refroidissement de composants électroniques.

Stéphane LIPS\*, Marine NARCY, Antoine BARRIERE, Valérie SARTRE

Univ Lyon, CNRS, INSA-Lyon, CETHIL UMR5008, F-69621, Villeurbanne, France

\*(auteur correspondant : stephane.lips@insa-lyon.fr)

**Résumé** - L'ajout d'un diffuseur thermique diphasique entre un module de puissance comportant des composants électroniques et un dissipateur à ailettes refroidi par air permet souvent de diminuer la résistance thermique du système. Cette étude porte sur prédiction de la réduction de résistance thermique due à l'ajout d'un diffuseur en fonction de la configuration étudiée. La notion de rendement de diffusion au sein du module permet d'illustrer que si un diffuseur peut être particulièrement utile dans le cas d'une petite source chaude refroidie par convection forcée, il peut s'avérer néfaste dans le cas d'une source chaude de plus grandes dimensions et refroidie par convection naturelle.

## Nomenclature

$G$	gain dû à l'ajout d'un DTD, -	$0$	pour $h = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$
$h$	coefficient d'échange, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	$\infty$	pour $h = \infty$
$\dot{Q}$	flux thermique, $W$	<i>amb</i>	ambiante
$R$	résistance thermique, $\text{K.W}^{-1}$	<i>b</i>	base
$S$	surface, $\text{m}^2$	<i>cond</i>	conduction
$T$	température, $K$	<i>conv</i>	convection
<i>Symboles grecs</i>		<i>d</i>	en présence d'un DTD
$\varepsilon$	rendement de surface ailetée, -	<i>evap</i>	évaporation
$\eta$	rendement de diffusion, -	<i>m</i>	moyen
<i>Indices et exposants</i>		<i>max</i>	maximale
$\emptyset$	sans DTD	<i>tot</i>	total

## 1. Introduction

Dans de nombreuses applications industrielles, les systèmes électroniques de puissance sont refroidis via un dissipateur à ailettes refroidi par air. Dans ces conditions, la gestion thermique des composants électroniques requiert des systèmes capables de transférer efficacement la chaleur d'une petite source chaude dissipant une grande densité de flux vers une source froide de plus grandes dimensions, mais présentant des faibles coefficients d'échange convectifs avec l'air ambiant. La différence de taille entre les sources chaude et froide entraîne une forte distorsion des lignes de flux au sein du système et engendre donc une importante résistance thermique de conduction. Celle-ci peut être réduite par l'ajout d'un diffuseur thermique entre le module de puissance et le dissipateur thermique. Ce diffuseur peut être massif, c'est-à-dire être constitué d'une simple plaque métallique de plusieurs millimètres d'épaisseur. Cependant, son poids peut-être rédhibitoire dans le cas des applications embarquées. Les diffuseurs thermiques les plus efficaces et les plus légers sont les diffuseurs thermiques diphasiques (DTD), qui consistent en une enceinte étanche remplie d'un fluide à l'état de saturation liquide-vapeur [1]. Toutefois, l'intérêt de l'ajout d'un DTD peut différer d'une configuration à une autre. Cette étude porte donc sur la définition d'un critère d'utilité permettant d'identifier rapidement les configurations où l'ajout d'un DTD entre le module de puissance et le dissipateur engendre une réduction significative de la résistance thermique totale du système.

## 2. Modélisation thermique d'un module de puissance

### 2.1. Configuration étudiée et notion de rendement de diffusion du module de puissance

La présente étude se focalise sur le refroidissement de composants électroniques placés sur un substrat solide intégré dans un module de puissance, lui-même refroidi via un dissipateur thermique à ailettes. Un exemple de configuration typique est présenté sur la figure 1. Dans une telle configuration, la résistance thermique totale du système  $R_{tot}$  peut être définie par :

$$R_{tot} = \frac{T_{max} - T_{amb}}{\dot{Q}} \quad (1)$$

où  $T_{max}$  est la température maximale du composant électronique le plus chaud.  $T_{amb}$  est la température de l'air ambiant, et  $\dot{Q}$  est le flux total à évacuer. La résistance thermique totale est la somme de la résistance de convection entre le dissipateur et l'air ambiant  $R_{conv}$  et de la résistance de conduction au sein du module de puissance  $R_{cond}$  :

$$R_{tot} = R_{conv} + R_{cond} \quad (2)$$

La résistance thermique de convection peut être écrite sous la forme :

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} S_b} \quad (3)$$

où  $S_b$  est la surface de base du dissipateur et  $h_{conv}$  est le coefficient d'échange équivalent entre le dissipateur et l'air ambiant. Pour une surface ailetée, il est défini par :

$$h_{conv} = \varepsilon_{ailette} h_{conv, reel} \frac{S_{ailette}}{S_b} \quad (4)$$

où  $\varepsilon_{ailette}$  est le rendement de la surface ailetée,  $h_{conv, reel}$  le coefficient d'échange convectif entre l'air et la surface ailetée et  $S_{ailette}$  la surface d'échange totale du dissipateur.  $h_{conv}$  doit donc être vu comme une conductance surfacique entre le dissipateur et l'air ambiant. Il peut aussi prendre en compte le rayonnement quand celui-ci n'est pas négligeable. Dans la suite de l'étude,  $h_{conv}$  et  $T_{amb}$  sont supposés uniformes sur l'ensemble du dissipateur. La diffusion thermique et la résistance de conduction au sein de la plaque du dissipateur sont négligées.

En pratique, la résistance thermique de conduction au sein du module de puissance dépend aussi du coefficient  $h_{conv}$ . Pour faciliter l'étude de l'influence de ce coefficient d'échange, la notion de rendement de diffusion du module de puissance  $\eta$  est introduite et définie par le rapport entre la résistance thermique de convection seule et la résistance thermique totale :

$$\eta = \frac{R_{conv}}{R_{tot}} = \frac{1}{1 + R_{cond}/R_{conv}} \quad (5)$$

Il permet d'écrire la résistance totale sous la forme :

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta h_{conv} S_b} \quad (6)$$

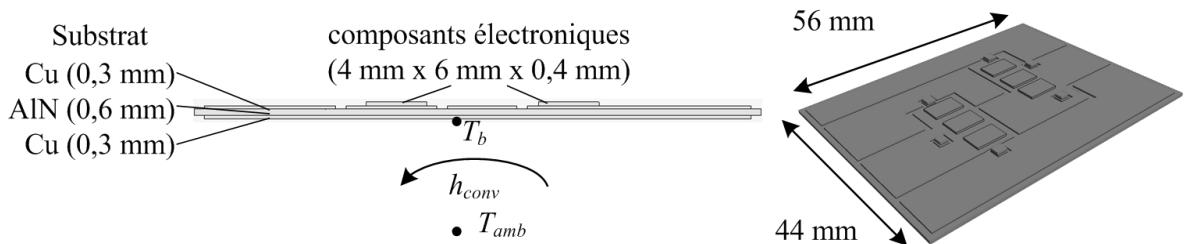


Figure 1 : Exemple de module de puissance étudié. Le dissipateur thermique n'est pas représenté

$\eta$  est égal à 1 quand la résistance de conduction est négligeable devant la résistance de convection.  $\eta$  est égal à 0 quand la résistance de convection est négligeable devant la résistance de conduction. En pratique, lorsque la résistance thermique totale du système est connue (via des mesures ou des modélisations), le rendement de diffusion peut être calculé par :

$$\eta = \frac{1}{h_{conv} S_b R_{tot}} = \frac{1}{h_{conv} S_b} \frac{\dot{Q}}{(T_{max} - T_{amb})} \quad (7)$$

En remarquant que  $\dot{Q} = h_{conv} S_b (T_{b,m} - T_{amb})$  avec  $T_{b,m} = \frac{1}{S} \int_{S_b} T_b dS$  représentant la température moyenne à la base du dissipateur, on peut récrire  $\eta$  sous la forme :

$$\eta = \frac{T_{b,m} - T_{amb}}{T_{max} - T_{amb}} \quad (8)$$

De ce point de vue, le rendement de diffusion se rapproche de la définition du rendement d'une surface ailetée. Le rendement de diffusion vaut 1 quand la température est homogène en face arrière du module de puissance.

## 2.2. Détermination du rendement de diffusion propre au module de puissance

Dans le cas de géométries simples, des solutions analytiques peuvent être utilisées pour le calcul du rendement de diffusion à partir de l'équation (7). Par exemple, Thompson et Ma [2] proposent d'utiliser les transformées de Fourier pour calculer le champ de température au sein d'un diffuseur massif utilisé pour refroidir un unique composant électronique. Ces solutions, certes déterminées dans des cas très simples, permettent de mieux appréhender le comportement des résistances thermiques au sein d'un module de puissance. En effet, Thompson et Ma [2] montrent que la résistance de conduction dépend du coefficient d'échange  $h_{conv}$ , sauf dans les cas limites  $h_{conv} \rightarrow 0$  et  $h_{conv} \rightarrow \infty$  pour lesquels elle est indépendante de  $h_{conv}$ . En notant ces deux bornes correspondantes  $R_{cond,0}$  et  $R_{cond,\infty}$ , il est donc possible d'écrire grâce à l'équation (5) :

$$\lim_{h_{conv} \rightarrow 0} \eta = \frac{1}{(1 + R_{cond,0} h_{conv} S)} ; \quad \lim_{h_{conv} \rightarrow \infty} \eta = \frac{1}{R_{cond,\infty} h_{conv} S} \quad (9)$$

Cette approche analytique permet d'étudier le comportement asymptotique du rendement de diffusion, mais les configurations réelles sont souvent plus complexes (géométries non carrées, multicouches, matériaux anisotropes...) et des outils numériques doivent souvent être utilisés en pratique. Un exemple de résultats de modélisation obtenu par le logiciel STAR-CCM dans le cas de la configuration de la figure 1 est présenté dans la figure 2 pour une puissance dissipée de 25 W par composant et pour des coefficients d'échange de refroidissement  $h_{conv}$  de 1500 W/m<sup>2</sup>K et 10 000 W/m<sup>2</sup>K respectivement. Le champ de température du module de puissance apparaît comme plus homogène dans le cas d'un coefficient d'échange convectif faible. Les rendements de diffusion du module de puissance, calculés à partir de l'équation (7), valent respectivement  $\eta = 0,44$  et  $\eta = 0,14$ .

La figure 3 présente l'évolution des résistances thermiques totale et de conduction en fonction du coefficient d'échange thermique entre le dissipateur et l'air ambiant. La figure 4 présente l'évolution du rendement de diffusion dans les mêmes conditions, associé à son comportement asymptotique.  $R_{cond,0}$  et  $R_{cond,\infty}$ , calculées à partir des résultats de modélisation et via les équations (1) à (3), valent respectivement 0,41 K/W et 0,16 K/W. Le rendement de diffusion du module de puissance diminue quand le coefficient d'échange convectif augmente.

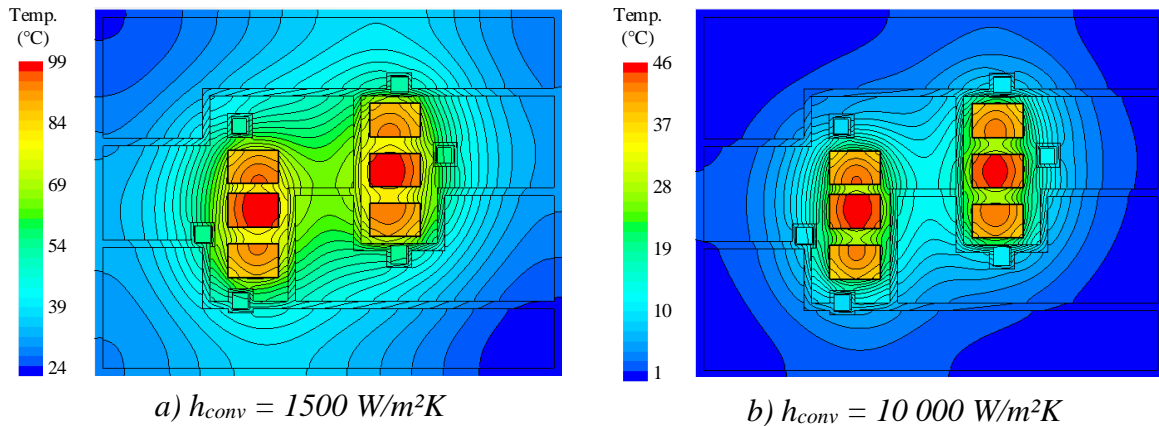


Figure 2 : Exemples de champ de température du module de puissance, calculé numériquement pour deux coefficients d'échange ( $\dot{Q} = 25 \text{ W/composants}$  et  $T_{amb} = 0^\circ\text{C}$ )

La résistance thermique de conduction diminue quand le coefficient d'échange convectif augmente. Pour un faible coefficient d'échange ( $< 100 \text{ W/m}^2\text{K}$  dans le cas présent), quasiment toute la surface du dissipateur est utilisée pour évacuer le flux dissipé par les composants électroniques. Il existe donc un phénomène de diffusion thermique au sein du module de puissance pour que le flux thermique soit transféré d'une petite source chaude à une grande source froide. Quand le coefficient d'échange est plus élevé ( $> 10\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$  dans le cas présent), la résistance de convection devient négligeable. Il n'y a plus de diffusion au sein du module de puissance car seule une faible partie de la surface de refroidissement, située en regard du composant, est effectivement utilisée pour évacuer le flux thermique. Le flux thermique est alors transféré transversalement au sein du module de puissance.

La comparaison entre les résultats numériques et leurs comportements asymptotiques montre que ceux-ci permettent d'obtenir une bonne description du comportement global à partir des seules grandeurs  $R_{cond,0}$  et  $R_{cond,\infty}$ , propres au module de puissance. En pratique, seules deux modélisations numériques sont donc réellement nécessaires pour pouvoir analyser la diffusion de la chaleur au sein d'un module de puissance donné.

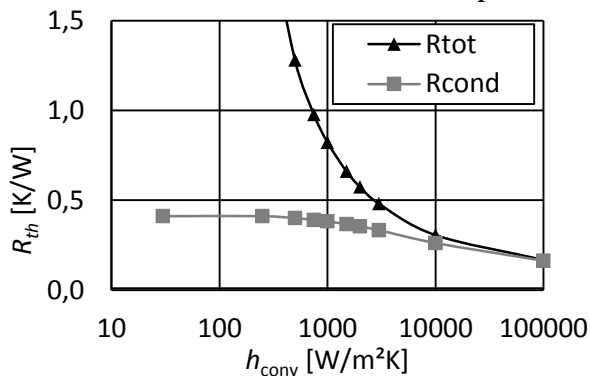


Figure 3 : Evolution des résistances thermiques totale et de conduction seule

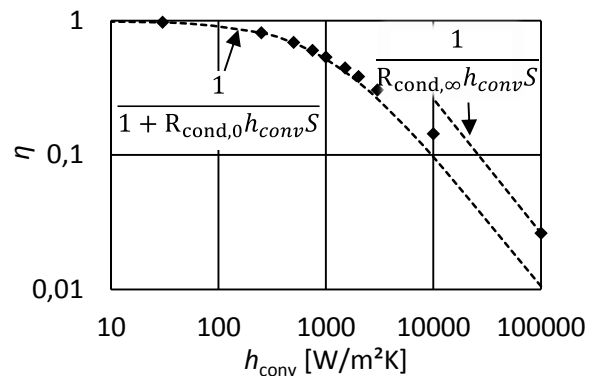


Figure 4 : Rendement de diffusion du module de puissance et comportement asymptotique associé

### 3. Modélisation d'un module de puissance incluant un DTD

Au sein d'un DTD, le transfert de chaleur par changement de phase liquide-vapeur impose une température de saturation homogène (figure 5). L'ajout d'un diffuseur thermique diphasique permet de diminuer le rendement de diffusion du module de puissance, et donc sa résistance thermique de conduction, grâce au coefficient d'échange thermique très élevé lors du

changement de phase du fluide. Cependant, la résistance thermique du DTD s'ajoute aux autres résistances présentes dans le système. En considérant que cette résistance est constituée de deux composantes, une côté évaporation du fluide de travail et l'autre côté condensation [3], la résistance thermique totale du système s'écrit :

$$R_{tot,d} = \frac{1}{\eta_d h_{evap} S_b} + \frac{1}{h_{condensation} S_{tot}} + \frac{1}{h_{conv} S_{tot}} \quad (10)$$

$h_{evap}$  représente le coefficient d'échange équivalent côté évaporateur, c'est-à-dire entre le module de puissance et la température de saturation au sein du diffuseur. Il prend potentiellement en compte la résistance de contact entre le module et le DTD, la conduction dans la paroi du DTD ainsi que la résistance thermique d'une éventuelle structure capillaire. De la même manière,  $h_{condensation}$  est le coefficient d'échange équivalent côté condenseur.  $S_b$  est la surface du module de puissance et  $S_{tot}$  la surface du diffuseur, potentiellement plus grande que celle du module de puissance.  $\eta_d$  est le rendement de diffusion du module de puissance en présence du DTD. Son calcul s'effectue de la même manière que le rendement de diffusion du module de puissance sans DTD, mais en remplacement  $h_{cond}$  par  $h_{evap}$ .

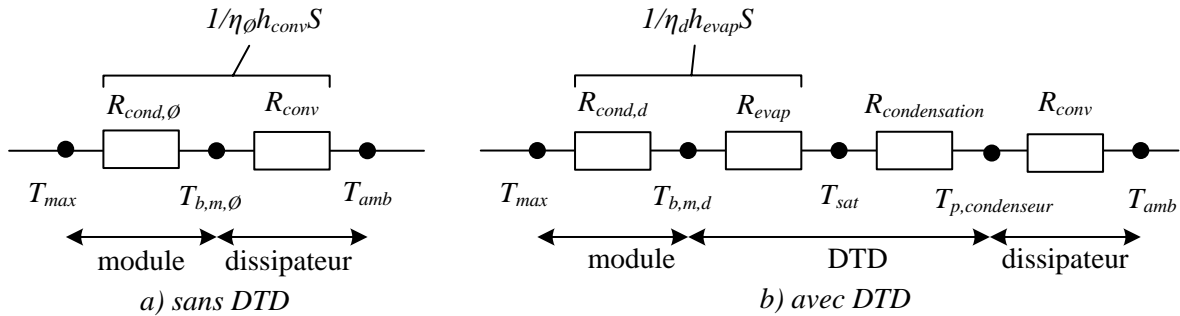


Figure 5 : Schéma de résistances thermiques dans le cas d'un module avec et sans DTD

En faisant l'approximation que  $h_{condensation} = h_{evap}$ , la résistance totale peut s'écrire :

$$R_{tot,d} = \frac{1}{h_{evap}} \left( \frac{1}{\eta_d S_b} + \frac{1}{S_{tot}} \right) + \frac{1}{h_{conv} S_{tot}} \quad (11)$$

Le gain du diffuseur, défini comme étant la différence relative entre la résistance thermique du système avec et sans diffuseur, peut donc s'écrire :

$$G = \frac{R_{tot,\phi} - R_{tot,d}}{R_{tot,\phi}} = 1 - \eta_\phi \frac{S_b}{S_{tot}} - \frac{\eta_\phi h_{conv}}{\eta_d h_{evap}} \left( 1 + \eta_d \frac{S_b}{S_{tot}} \right) \quad (12)$$

L'utilité du diffuseur, ici caractérisée par son gain  $G$ , dépend donc du rendement de diffusion du module de puissance sans DTD  $\eta_\phi$ , du coefficient d'échange convectif lié au refroidissement  $h_{conv}$ , du rapport de surface  $S_b/S_{tot}$  et de la performance du DTD, caractérisée par le coefficient d'échange  $h_{evap}$ , qui intervient aussi dans le rendement de diffusion du module de puissance avec DTD  $\eta_d$ .

Dans le cas de l'exemple considéré dans le début de cet article, la figure 6 présente le gain lié à l'ajout d'un DTD de mêmes dimensions que le module de puissance en fonction du coefficient d'échange convectif, et ce pour plusieurs performances de DTD. Pour un diffuseur parfait ( $h_{evap} = \infty$ ), le gain n'est important que pour des coefficients d'échange convectif importants, pour lesquels le rendement de diffusion du module sans DTD est faible. Pour un DTD réel, le gain diminue fortement à cause de l'ajout de la résistance propre du DTD et peut même devenir négatif. La figure 7 présente le même type de données, mais pour un rapport de 0,25 entre la surface du module de puissance et celle du diffuseur. Dans ce cas-là, l'ajout d'un

diffuseur peut être pertinent même quand le rendement de diffusion du module de puissance sans diffuseur est grand.

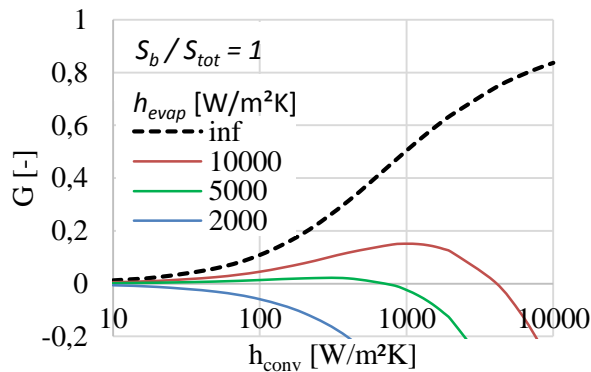


Figure 6 : Evolution du gain d'un diffuseur ( $S_b/S_{tot} = 1$ )

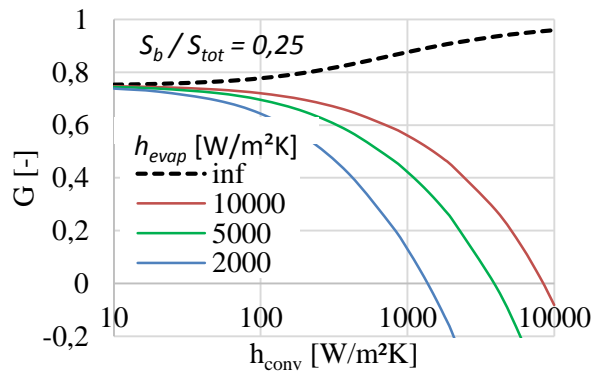


Figure 7 : Evolution du gain d'un diffuseur ( $S_b/S_{tot} = 0,25$ )

D'une manière générale, l'équation (12) montre que pour un diffuseur parfait, le gain maximal du diffuseur est égal à  $1 - \eta_\phi(S_b/S_{tot})$ . Pour que l'ajout d'un diffuseur entre un module de puissance et un dissipateur soit pertinent, il faut donc au minimum que le rendement de diffusion du module de puissance seul soit faible ou que la surface du dissipateur soit plus grande que la surface du module. La figure 8 illustre l'impact de ce rapport de surface, en particulier sur la limite du gain pour  $h_{conv} \rightarrow 0$  qui vaut  $1 - S_b/S_{tot}$ .

Les figures 2 à 8 ont été tracées pour l'exemple de module de puissance présenté sur la figure 1, caractérisé par une valeur de  $R_{cond,0}$  égale à 0,41 K/W. Dans ce cas-là, le diffuseur n'a d'intérêt que s'il est couplé à une augmentation de surface du dissipateur, car le rendement de diffusion du module de puissance est déjà relativement élevé sans DTD. La figure 9 présente l'évolution du gain pour d'autres diffuseurs fictifs, caractérisés par des valeurs de  $R_{cond,0}$  plus importantes. Cela correspond à des modules de puissance plus fins, et donc caractérisés par un rendement de diffusion plus faible. On remarque que dans ces conditions, l'ajout d'un DTD peut être pertinent pour une plus grande plage de coefficients d'échange convectif, même sans augmentation de surface du dissipateur associé.

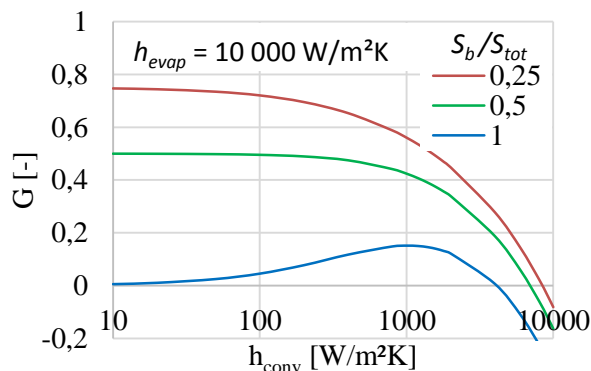


Figure 8 : Gain d'un diffuseur pour différents rapports de surface module de puissance / dissipateur

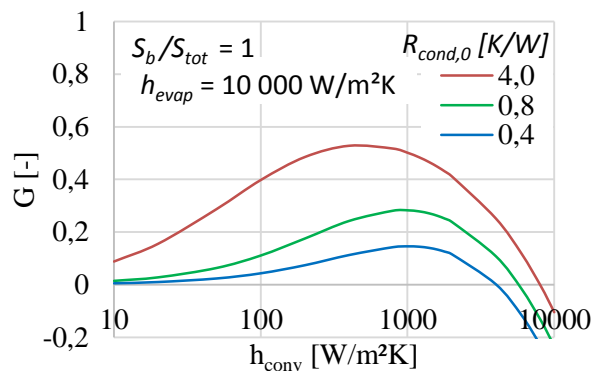


Figure 9 : Gain d'un diffuseur pour différentes résistances de conduction propres au module de puissance

#### 4. Illustration expérimentale

Afin d'illustrer expérimentalement le principe formalisé par l'équation (12), les résistances thermiques de deux dissipateurs commerciaux ont été caractérisée expérimentalement pour différentes sollicitations thermiques. Les deux dissipateurs sont constitués d'une fine plaque en cuivre sur laquelle est soudé un ensemble d'ailettes droites parallèles, également en cuivre, dont

les dimensions principales sont récapitulées dans la figure 10. L'un des dissipateurs est muni d'un diffuseur thermique diphasique constitué d'une enceinte en cuivre remplie partiellement de méthanol et munie d'une structure capillaire interne consistant en deux couches de tissu en cuivre fritté. Le banc expérimental utilisé est schématisé dans la figure 11 et décrit plus en détail dans [4]. Il consiste en un laser d'une puissance maximale de 30 W qui impose un flux thermique au centre du dissipateur. Le diamètre du faisceau laser est ajustable grâce à un jeu de lentilles. Le dissipateur est positionné verticalement et son refroidissement est assuré soit par convection naturelle d'air, soit par convection forcée grâce à un ventilateur placé au-dessus du dissipateur. Une caméra infrarouge est utilisée pour mesurer le champ de température de la face amont du dissipateur, préalablement peinte avec une peinture noire d'émissivité connue. La résistance thermique du dissipateur est définie de la manière suivante :

$$R_{tot} = \frac{T_{max} - T_{amb}}{\dot{Q}} \quad (13)$$

où  $T_{max}$  et  $T_{amb}$  sont la température maximale de la face amont du dissipateur et la température ambiante, respectivement.  $\dot{Q}$  est la puissance thermique reçue par le dissipateur. Les résistances thermiques de chaque dissipateur ont été mesurées en régime permanent pour six conditions expérimentales différentes, définies par la puissance et le diamètre du faisceau laser et par le mode de refroidissement du dissipateur (convection naturelle ou forcée). Les conditions d'essais et les résultats expérimentaux sont synthétisés sur la figure 12.

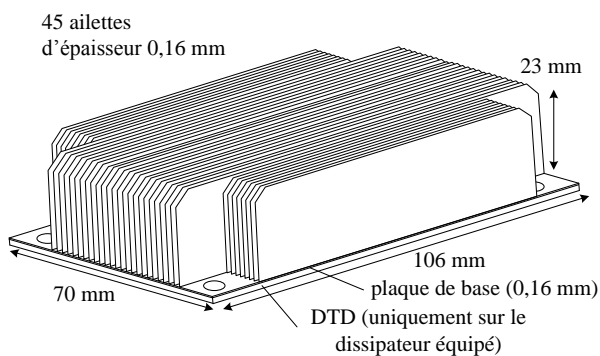


Figure 10 : Dimensions principales des dissipateurs caractérisés

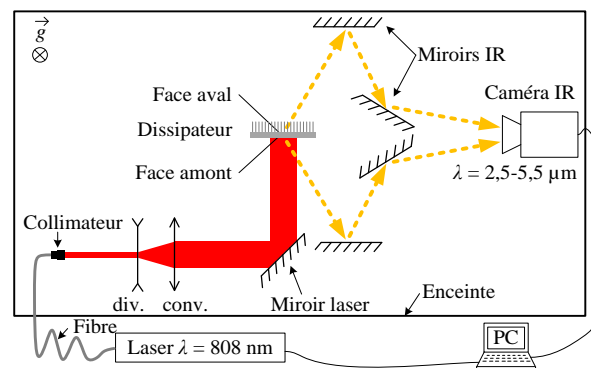


Figure 11 : Schéma de principe du dispositif expérimental (vue de dessus)

Les résultats soulignent la dépendance de la résistance thermique des dissipateurs aux conditions de chauffage et de refroidissement. Pour un dissipateur donné, la résistance thermique est logiquement plus importante quand le coefficient d'échange de convection est plus faible (convection naturelle) et quand la densité de flux est plus importante (petit diamètre de faisceau laser). La résistance thermique du dissipateur muni d'un DTD est systématiquement plus faible que celle du dissipateur sans DTD, mais le gain est quasiment négligeable dans le cas d'un chauffage par un faisceau laser de grande dimension et d'un refroidissement par convection naturelle. Par contre, le gain est le plus marqué dans le cas où le dissipateur est refroidi par convection forcée. La comparaison directe des résultats présentés sur la figure 12 avec l'approche théorique précédemment décrite n'est pas directement réalisable à cause de la méconnaissance de  $h_{conv}$  et  $h_{evap}$  dans les conditions expérimentales. Cependant, les tendances peuvent être facilement analysées. Quand le dissipateur est refroidi par convection naturelle, il y a diffusion au sein de la plaque de base, même sans DTD. Ce phénomène est illustré par la forme de la courbe de la figure 4. Le DTD est donc inutile, ce que traduit la forme des courbes de la figure 9. De la même manière, plus la section du faisceau laser est grande devant la surface de refroidissement, moins l'intérêt de la diffusion est important, comme le prouve la forme des courbes de la figure 8. Cette illustration expérimentale permet ainsi de mieux appréhender l'effet des différents paramètres en jeu sur le gain dû à la présence d'un DTD.

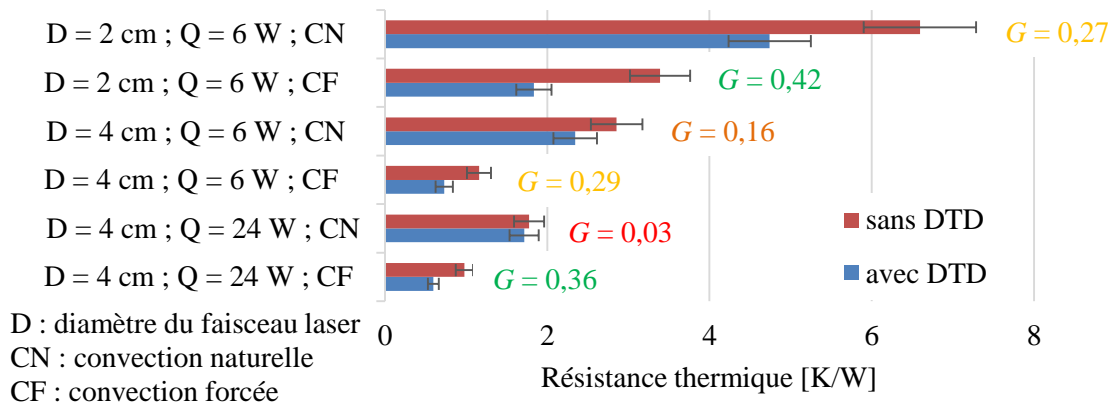


Figure 12 : Synthèse des résistances thermiques des dissipateurs mesurées avec et sans DTD

## 5. Conclusion

Dans l'application considérée dans cette étude, l'ajout d'un DTD a pour vocation de réduire la résistance de diffusion au sein d'un module de puissance comportant des composants électroniques. La notion de rendement de diffusion du module permet ainsi de prédire le gain en résistance thermique maximal envisageable grâce à l'ajout d'un DTD. Le rendement de diffusion dépend de la géométrie du module de puissance, mais aussi de la manière dont il est refroidi. Dans les cas où ce rendement est déjà proche de l'unité sans diffuseur, l'ajout d'un DTD ne permettra de diminuer la résistance thermique totale du système que s'il est couplé à une augmentation de la surface du dissipateur.

Même si la configuration considérée est extrêmement simplifiée, l'approche théorique présentée dans cette communication permet, par la détermination d'un critère d'utilité, de prédire simplement l'intérêt d'un DTD en fonction des conditions d'utilisation. Si l'ajout d'un DTD peut engendrer une réduction significative de la température d'une petite source chaude refroidie par convection naturelle, il peut engendrer une augmentation de la résistance thermique pour une source chaude de plus grande taille et refroidie par convection forcée. Le critère d'utilité d'un DTD a donc pour vocation d'aider au choix du système de refroidissement pour un module de puissance de configuration donnée. Il convient également de préciser que lors du dimensionnement fin d'un système, d'autres considérations doivent aussi être prises en compte, telles que l'impact du DTD sur son inertie thermique, les contraintes de fonctionnement et son coût total.

## Références

- [1] J. Bonjour, S. Lips, V. Sartre, M. Woloszyn, Transferts avec changement de phase fluide-fluide, in: Transf. Therm. - Initiat. Approfondissement, Lavoisier, 2015: pp. 359–438.
- [2] S.M. Thompson, H.B. Ma, Thermal spreading analysis of rectangular heat spreader, J. Heat Transf. 136 (2014) 064503.
- [3] A. Faghri, Heat Pipe Science And Technology, 1st ed., Taylor & Francis, 1995.
- [4] C. Kinkelin, S. Lips, U. Soupremanien, V. Remondière, J. Dijon, H.L. Poche, E. Ollier, M. Zegaoui, N. Rolland, P.-A. Rolland, S. Lhostis, B. Descouts, Y. Kaplan, F. Lefèvre, Theoretical and experimental study of a thermal damper based on a CNT/PCM composite structure for transient electronic cooling, Energy Convers. Manag. 142 (2017) 257–271.

## Remerciements

Cette étude a été réalisée dans le cadre du projet I2MPECT financé par la commission européenne, N° H2020-MG-2014-636170.