

Conception d'un spreader thermique à haute isolation électrique et immunité CEM

Design of a thermal spreader with high electrical insulation and EMC immunity

Théophile CAMUS^{1*}, Bénédicte CHAMPEL¹, Mathieu MARIOTTO¹, Léo STERNA²

¹ Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTCH, 38000 Grenoble, France

² Univ. Grenoble Alpes, CEA, LETI, DSYS, 38000 Grenoble, France

*(auteur correspondant : theophile.camus@cea.fr)

Résumé - Cette étude porte sur la conception d'une chambre à vapeur composée de matériaux céramiques. L'objectif est de concevoir un spreader thermique isolant électrique et répondant aux problématiques de compatibilité électromagnétique (CEM) causées par les semi-conducteurs grands gaps. Des outils de simulation thermique et fluide sont présentés, ainsi que le calcul de la capacité parasite d'une telle chambre à vapeur. Les performances théoriques de différentes configurations sont comparées entre elles.

Abstract - This study focuses on the design of a vapor chamber made of ceramics. The objective is to design a thermally conductive yet electrically insulating spreader that addresses the electromagnetic compatibility (EMC) challenges caused by wide-bandgap semiconductors. Thermal and fluid simulation tools are presented, along with the calculation of the parasitic capacitance of such a vapor chamber. The theoretical performances of different configurations are compared with each other.

Nomenclature

C	capacité électrique, F	$R_{th,tot}$	résistance thermique totale, $K \cdot W^{-1}$
C_{eq}	capacité équivalente totale, F	S	surface, m^2
D_{part}	diamètre des particules de poudre, m	T_{cond}	température moyenne condenseur, K
e	épaisseur, m	T_{evap}	température moyenne évaporateur, K
h	coefficient d'échange convectif, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	T_{sink}	température extérieure, K
K	perméabilité, m^2	u	vitesse du fluide, $m \cdot s^{-1}$
L	chaleur latente de vaporisation, $J \cdot kg^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
\dot{m}	débit massique, $kg \cdot s^{-1}$	γ	coefficient de tension de surface, $N \cdot m^{-1}$
P	pression du fluide, Pa	ε	taux de porosité, -
P_{cap}	pression capillaire, Pa	ε_0	permittivité du vide, $F \cdot m^{-1}$
\dot{Q}_{cap}	limite capillaire, W	ε_r	permittivité relative, -
\dot{Q}_{in}	flux thermique imposé, W	θ	angle de mouillage, °
r_{eff}	rayon effectif de pore, m	λ	conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
R_{th}	résistance thermique, $K \cdot W^{-1}$	μ	viscosité dynamique, $Pa \cdot s$

1. Introduction

La demande croissante en systèmes d'électronique de puissance à haute densité d'énergie (chargeurs embarqués, onduleurs de traction des véhicules électriques, onduleurs photovoltaïques...) impose simultanément d'augmenter les puissances en jeu et de réduire l'encombrement des

systèmes. Il en résulte une plus grande difficulté à dissiper des puissances thermiques de plus en plus concentrées. Deux spécifications fortes restreignent également le champ des solutions techniques applicables. D'une part, une haute isolation électrique est requise pour des raisons de sécurité. D'autre part, il est nécessaire de garantir une compatibilité électromagnétique (CEM), afin que les perturbations électromagnétiques générées du fait des hautes fréquences de commutation des transistors (particulièrement avec les composants grands gaps SiC ou GaN) ne soient pas propagées aux systèmes avoisinants [1].

Les transistors de convertisseurs sont généralement brasés directement sur un substrat DBC (Direct Bonding Copper) [2], composé d'une plaque de céramique (nitrure d'aluminium ou alumine) d'épaisseur généralement comprise entre 0,25 et 1 mm, sur laquelle a été déposée une fine couche de cuivre ($\sim 0,3$ mm). Ce substrat, schématisé en figure 1(a), est fixé à un dissipateur thermique qui peut être de différentes natures [3, 4]. Les dissipateurs les plus courants sont les radiateurs, permettant une extraction de la chaleur par convection naturelle ou par convection forcée à l'aide d'un ventilateur. Le flux thermique peut également être transporté, grâce à une plaque froide ou par un système passif de type caloduc, vers un dissipateur peu contraint par l'espace disponible. Les chambres à vapeur sont des dispositifs qui ont un fort potentiel pour étaler le flux de chaleur. Fonctionnant également de manière passive, elles permettent d'étaler le flux, initialement concentré sur environ 1 cm^2 (surface de la puce), vers une plus grande surface ($\sim 10 \text{ cm}^2$), bien plus pratique à thermaliser (avec un radiateur par exemple) [5].

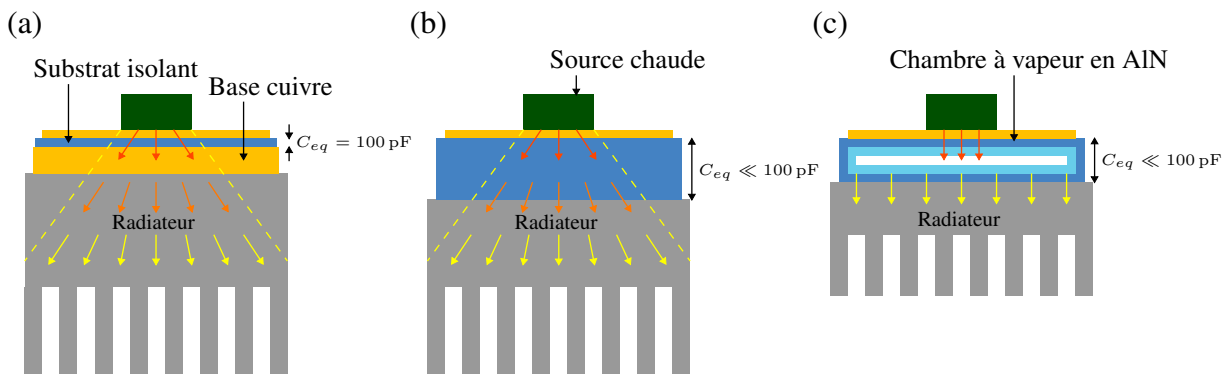


Figure 1 : (a) Configuration conventionnelle. Des courants parasites peuvent apparaître dans le radiateur, relié à la masse, à cause d'un couplage capacitif. (b) Substrat en AlN isolant possédant une épaisseur suffisante pour éviter un couplage capacitif. (c) Une chambre à vapeur en AlN fait office à la fois de substrat, de spreader thermique et d'isolant.

Le nitrure d'aluminium (AlN) est un matériau céramique isolant électrique (constante diélectrique $\epsilon_r = 9$) et possédant une très bonne conductivité thermique (λ de 150 à $200 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$). Il est donc un matériau de choix pour le packaging d'électronique de puissance. Avec un substrat conventionnel de type DBC en AlN, la couche d'isolant fait au maximum 1 mm d'épaisseur. Pour une surface de $12,6 \text{ cm}^2$ (disque de 40 mm de diamètre), cette couche introduit une capacité parasite de 100 pF entre la puce et le radiateur (relié à la masse). Cette capacité est trop élevée pour une compatibilité électromagnétique entre le transistor et le reste du système électronique. Il est donc nécessaire de développer des packagings possédant une plus faible capacité parasite. Cela peut être réalisé en augmentant l'épaisseur du substrat isolant, mais cela augmente potentiellement sa résistance thermique (figure 1(b)).

La solution proposée est d'employer l'AlN comme matériau de base d'une chambre à vapeur entièrement en céramique, qui aurait à la fois une fonction de substrat et une fonction de spreader thermique (figure 1(c)). Nous nous interrogeons donc sur le potentiel qu'a une

chambre à vapeur en nitrure d'aluminium comme dispositif de spreading répondant à la triple problématique : conduction thermique, isolation électrique, compatibilité électromagnétique.

Dans cette étude, différentes conceptions de chambres à vapeur sont explorées. Leurs performances théoriques, issues de simulations numériques, sont comparées entre elles. Les performances thermiques et capacitatives d'un substrat simple en AlN sont également comparées, pour différentes épaisseurs. Dans une première partie, les modèles numériques et analytiques employés sont décrits, ainsi que les différentes configurations de calcul.

2. Modèles

2.1. Conception de base et matériaux

Le cadre de cette étude est une chambre à vapeur cylindrique de diamètre extérieur 40 mm. Elle peut être décomposée en plusieurs parties distinctes, représentées en figure 2. Les parois inférieure (condenseur) et supérieure (évaporateur), chacune d'une épaisseur de 1 mm, sont en céramique. La paroi supérieure est recouverte d'une couche de cuivre d'une épaisseur de 0,3 mm. La paroi latérale circulaire en céramique a une épaisseur de 2 mm. Elle possède théoriquement un orifice pour l'intégration d'un queusot de remplissage en fluide de travail (représenté en figure 2), mais sa présence n'est pas prise en compte dans les simulations décrites ci-dessous. Le média capillaire est une pièce poreuse en céramique, fabriquée par procédé Binder Jetting suivi d'un frittage contrôlé. Ce procédé permet de créer un milieu poreux de la forme souhaitée. Il est composé en partie de deux plaques, respectivement en contact avec le condenseur et avec l'évaporateur, chacune d'un diamètre 36 mm et d'une épaisseur 0,5 mm. Entre ces deux plaques, 16 piliers cylindriques de rayon 1,5 mm sont répartis comme représenté en figure 2(b). Leur hauteur est égale à l'épaisseur de vapeur de 3 mm comprise entre le condenseur et l'évaporateur.

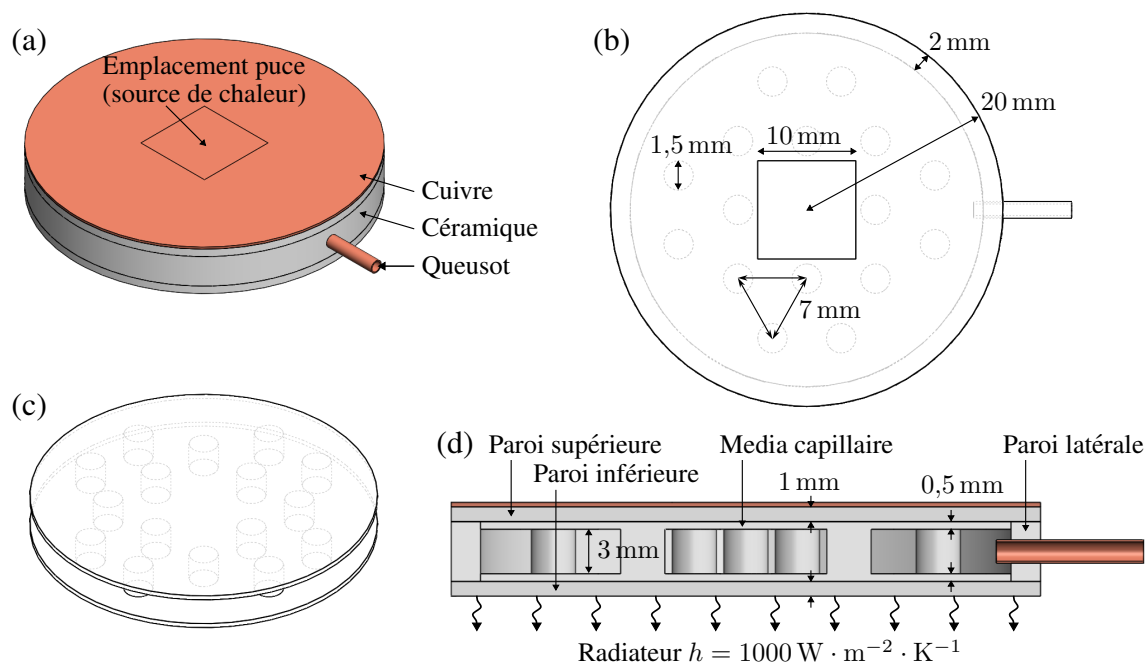


Figure 2 : Dessins de la chambre à vapeur en céramique, (a) vue globale, (b) vue de dessus avec transparence des matériaux. (c) Dessin du média capillaire. (d) Coupe verticale permettant de représenter l'intérieur de la chambre à vapeur.

Des pièces poreuses ont été fabriquées et caractérisées. Leur porosité mesurée est $\varepsilon = 0,53$ et le rayon médian de pore a été évalué par intrusion de mercure à une valeur de $r_{eff} = 8,65 \mu\text{m}$. A l'aide de la formule de Masoodi et Pillai [6] (équation 1), on peut retrouver la taille de particules qui composent le milieu poreux, en supposant que c'est un empilement de sphères de diamètre D_{part} [m]. La perméabilité K [m^2] du milieu peut être alors estimée avec la formule de Blake-Kozeny (équation 2). On obtient $D_{part} = 23,2 \mu\text{m}$ et $K = 2,37 \times 10^{-12} \text{m}^2$.

$$r_{eff} = \frac{D_{part}}{3} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (1)$$

$$K = \frac{D_{part}^2}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)^2} \quad (2)$$

Dans cette étude, différentes combinaisons de matériaux et de fluides de travail, détaillés en tableau 1, sont évalués. Les chambres à vapeur 1, 2 et 3 sont entièrement en nitrure d'aluminium (parois et milieu poreux) et sont évaluées avec des fluides de travail différents. La chambre à vapeur 4 est entièrement en alumine (Al_2O_3) et le fluide de travail est de l'eau. Il a été relevé dans plusieurs études que l'eau réagit avec le nitrure d'aluminium pour former de l'ammoniac [7, 8]. Une telle réaction dans la chambre à vapeur générerait des incondensables qui détérioreraient les performances de la chambre, sans parler de la dégradation du milieu poreux. Nous avons donc imaginé, en conception 5, une chambre à vapeur avec de l'eau comme fluide de travail et des parois inférieure et supérieure en AlN, séparées de l'eau par une fine couche protectrice (non représentée en figure 2(d)) de 0,2 mm d'épaisseur. Cela permet d'éviter le contact entre ces réactifs. La couche protectrice est en alumine, ainsi que le milieu poreux et la paroi latérale.

Configuration	1	2	3	4	5
Parois sup/inf	AlN	AlN	AlN	Al_2O_3	AlN (*)
Paroi lat	AlN	AlN	AlN	Al_2O_3	Al_2O_3
Poreux	AlN	AlN	AlN	Al_2O_3	Al_2O_3
Fluide	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$	NH_3	H_2O	H_2O	H_2O

Tableau 1 : Détail des matériaux des différentes conceptions de chambres à vapeur comparées dans cette étude. (*) Pour la conception 5, des couches d'alumine d'une épaisseur 0,2 mm sont rajoutées entre le media capillaire et les parois inférieure et supérieure afin de séparer physiquement celles-ci de l'eau.

Les performances thermiques et électriques théoriques sont aussi comparées à des configurations ne faisant pas intervenir de chambre à vapeur en céramique :

6. Chambre à vapeur en cuivre suivant les mêmes dimensions que celles décrites ci-dessus, superposée (côté condenseur) à un substrat cylindrique en nitrure d'aluminium d'épaisseur e_{sub}^6 et de diamètre égal à celui de la chambre. De plus, pour assurer une isolation électrique entre la puce et la chambre à vapeur, un empilement d'une couche de 0,3 mm d'AlN et d'une couche de 0,3 mm de cuivre est apposé sur l'évaporateur de la chambre.
7. Substrat DBC en nitrure d'aluminium dont l'épaisseur de céramique est noté e_{sub}^7 . L'épaisseur de la couche de cuivre est 0,3 mm.

2.2. Modèle thermique

Un modèle de type volumes finis 3D en conduction thermique simple a été développé dans Solidworks Flow Simulation. Il permet d'évaluer par simulation numérique la résistance thermique entre le condenseur et l'évaporateur de la chambre à vapeur. Il est supposé que le milieu

poreux est saturé en fluide de travail et sa conductivité thermique λ_{wick} [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] est évaluée par la loi des mélanges en équation 3. Nous faisons l'hypothèse que l'intégralité de la chaleur latente de vaporisation extraite au niveau de l'évaporateur est transmise au condenseur sous forme de chaleur latente de condensation. Ainsi, aucune résistance thermique n'est appliquée dans la zone de vapeur.

$$\lambda_{wick} = \varepsilon \lambda_{fluide} + (1 - \varepsilon) \lambda_{ceram} \quad (3)$$

Un flux thermique entrant $\dot{Q}_{in} = 100 \text{ W}$ est imposé sur la face supérieure de l'évaporateur, sur une surface carrée de 10 mm de côté, centrée par rapport à la face (cf. figure 2). Au niveau du condenseur, un coefficient d'échange convectif $h = 1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ et une température extérieure $T_{sink} = 25^\circ \text{C}$ sont imposés. Ce coefficient permet de simuler la résistance thermique d'un radiateur, apposé contre le condenseur de la chambre à vapeur. Le reste des parois de la chambre à vapeur sont adiabatiques. La résistance thermique R_{th} [$\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$] de la chambre à vapeur est calculée avec l'équation 4, qui fait intervenir la puissance d'entrée \dot{Q}_{in} , la température moyenne de l'évaporateur T_{evap} [K] et la température moyenne du condenseur T_{cond} [K]. La résistance thermique totale $R_{th,tot}$ [$\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$], comprenant celle de la chambre à vapeur et celle du radiateur équivalent est calculée avec l'équation 5.

$$R_{th} = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{\dot{Q}_{in}} \quad (4)$$

$$R_{th,tot} = \frac{T_{evap} - T_{sink}}{\dot{Q}_{in}} \quad (5)$$

2.3. Modèle de limite capillaire

Les chambres à vapeur possèdent, à température de fonctionnement fixée, des limites de flux thermique acceptables. Une de ces principales limites est la limite capillaire \dot{Q}_{cap} [W]. Il s'agit du flux thermique à partir duquel la pression capillaire P_{cap} [Pa] devient plus faible que les pertes de charges ΔP [Pa] que subit la phase liquide lors de son retour à l'évaporateur dans le milieu poreux (les pertes de charges dans la phase gazeuse étant négligées). La pression capillaire est déterminée analytiquement par l'équation 6, dans laquelle γ [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] est la tension superficielle entre le liquide et la vapeur, θ [°] est l'angle de contact du ménisque à l'interface liquide-gaz, et r_{eff} [m] est le rayon effectif de pores du milieu capillaire. Les pertes de charges dans la phase liquide sont déterminées, en fonction de \dot{Q}_{in} , par simulation fluide 3D de type volumes finis sous Solidworks Flow Simulation. La loi de Darcy est appliquée sur la phase liquide du fluide de travail selon l'équation 7, avec P [Pa] la pression du fluide, μ [$\text{Pa} \cdot \text{s}$] sa viscosité dynamique et u [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] sa vitesse. Seul le milieu poreux est modélisé. Il est supposé homogène et isotrope, possédant une perméabilité $K = 2,37 \times 10^{-12} \text{ m}^2$ et une porosité $\varepsilon = 0,53$, déterminés expérimentalement en partie 2.1.

Un débit arbitraire $\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{in}}{L}$ [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] est imposé en entrée et en sortie du milieu poreux, cela correspond au flux de fluide respectivement condensé et évaporé à la frontière liquide-gaz. Le débit entrant est imposé sur la face supérieure de la zone poreuse du condenseur, et un débit sortant est imposé sur un carré de la taille de la source de chaleur au niveau de l'évaporateur. Les pertes de charges sont calculées à partir de la pression minimale dans le liquide au niveau de l'évaporateur et de la pression maximale au niveau du condenseur : $\Delta P = P_{max} - P_{min}$.

La valeur de ΔP est proportionnelle au débit d'entrée et donc au flux thermique entrant. Il est donc aisé de retrouver le flux thermique entrant pour lequel $\Delta P = P_{cap}$, c'est à dire \dot{Q}_{cap} .

$$P_{cap} = \frac{2\gamma \cos \theta}{r_{eff}} \quad (6)$$

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \mathbf{u} \quad (7)$$

2.4. Modèle capacitif

La couche en cuivre, adhérant à l'évaporateur, et le radiateur, adhérant au condenseur, forment les deux bornes d'un assemblage possédant une capacité électrique équivalente dépendant des matériaux constituant la chambre à vapeur. On peut découper la chambre à vapeur en différentes couches i et en différentes colonnes j de sorte que chaque intersection de zones ij soit homogène. Pour chacune de ces zones ij , la capacité locale C_{ij} [F] est calculée avec l'équation 8, dans laquelle $\varepsilon_0 = 8,854 \times 10^{-12} \text{ F} \cdot \text{m}^{-1}$ est la permittivité du vide, e_i [m] est l'épaisseur de la couche i , S_j [m²] est la surface de la base de la colonne j , et ε_r^{ij} [-] est la permittivité relative du matériau de la zone ij . La capacité équivalente C_i de chaque couche i est calculée par somme des capacités locales C_{ij} de la couche. Puis la capacité équivalente C_{eq} de la chambre à vapeur est calculée analytiquement avec l'équation 9, formule des capacités mises en série.

$$C_{ij} = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_r^{ij} S_j}{e_i} \quad (8)$$

$$C_{eq} = \frac{\prod_i C_i}{\sum_i \prod_{k \neq i} C_k} \quad (9)$$

3. Résultats et discussion

Les performances calculées pour les chambres à vapeur en céramique sont présentées en tableau 2. Les cas 1 à 3 ont des résistances thermiques similaires car la valeur de la conductivité thermique des milieux poreux respectifs est peu impactée par celle du fluide, cette dernière étant faible devant la conductivité thermique de l'AlN. Ces trois cas ont les résistances thermiques les plus faibles, comparées aux autres cas. Cela provient du fait que la conductivité thermique de l'alumine est environ cinq fois inférieure à celle du nitrure d'aluminium. Le cas 4 présente la résistance thermique la plus élevée, étant donné que cette chambre à vapeur n'est composée que d'Al₂O₃. La configuration 5 possède un R_{th} intermédiaire, puisqu'elle est composée des deux matériaux.

D'un point de vue électrique, tous les cas présentent une capacité équivalente bien inférieure à la valeur que l'on rencontre avec un substrat conventionnel (100 pF pour une épaisseur de 1 mm d'AlN, ou 333 pF si l'épaisseur est réduite à 0,3 mm). Les cas 1 et 2 ont les capacités équivalentes les plus faibles, puisque les constantes diélectriques de l'éthanol et de l'ammoniac liquides sont bien inférieures à celle de l'eau. Cependant, l'emploi de ces fluides génère une limite capillaire inférieure à 100 W, alors qu'avec de l'eau, la limite capillaire théorique est bien au dessus de cette valeur cible. Il en résulte qu'il n'existe pas de configuration optimale évidente. La configuration 3 semble le meilleur compromis mais il reste la crainte de réaction entre l'eau et l'AlN. Il reste donc la configuration 5, plus performante que la 4 sur les aspects

Configuration	1	2	3	4	5
Matériaux	AlN	AlN	AlN	Al ₂ O ₃	AlN/Al ₂ O ₃
Fluide	CH ₃ CH ₂ OH	NH ₃	H ₂ O	H ₂ O	H ₂ O
R_{th} [K · W ⁻¹]	0,13	0,13	0,13	0,48	0,34
$R_{th,tot}$ [K · W ⁻¹]	0,92	0,92	0,92	1,27	1,14
C_{eq} [pF]	12,4	11,0	20,5	21,4	19,1
\dot{Q}_{cap} [W]	35	68	556	556	556

Tableau 2 : Résultats des simulations. Résistances thermiques, capacité équivalente et limite capillaire calculées pour les configurations 1 à 5 de chambres à vapeur, décrites en partie 2.1.

thermique et capacitif. Nous nous posons donc la question de sa pertinence par rapport à des dispositifs plus simples que sont les cas 6 et 7.

Pour ceux-ci, des simulations thermiques et des calculs de capacité équivalente ont été réalisés avec des valeurs de e_{sub}^6 et e_{sub}^7 variant entre 0,1 mm et 40 mm. Ces résultats sont présentés en figures 3 et 4, avec ceux des chambres à vapeur (1-5). En figure 3, la résistance thermique totale de chacune des configurations est tracée en fonction de l'épaisseur totale e_{tot} des dispositifs. $e_{tot} = e_{sub}^6 + 6,6$ mm dans le cas 6 et $e_{tot} = e_{sub}^7 + 0,3$ mm dans le cas 7. L'épaisseur totale e_{tot} est un critère de dimensionnement dans le domaine de l'électronique de puissance. Pour des raisons de compacité des systèmes, l'encombrement du packaging des convertisseurs doit être réduit au maximum. On peut voir que la résistance thermique du substrat simple DBC n'est pas monotone en fonction de son épaisseur (résultat connu). Un point minimal peut être trouvé, il dépend de la surface de contact avec le radiateur et du coefficient d'échange h . Dans le cas présent, il correspond à une épaisseur de substrat $e_{sub}^7 = 7$ mm. Cette épaisseur donne $C_{eq} = 14,3$ pF. Il en résulte que la configuration 7 avec une épaisseur d'AlN de 7 mm est meilleure que les configurations 4 et 5 en termes de performances CEM et thermiques, à encombrement similaire. Cette solution reste moins performante que les chambres à vapeurs 1 à 3, mais la pertinence de celles-ci a été discutée plus haut.

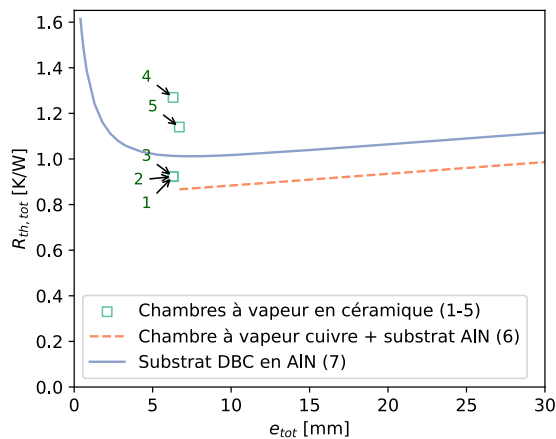


Figure 3 : Résistance thermique totale issue des simulations pour les différentes configurations, tracée en fonction de l'épaisseur totale du dispositif.

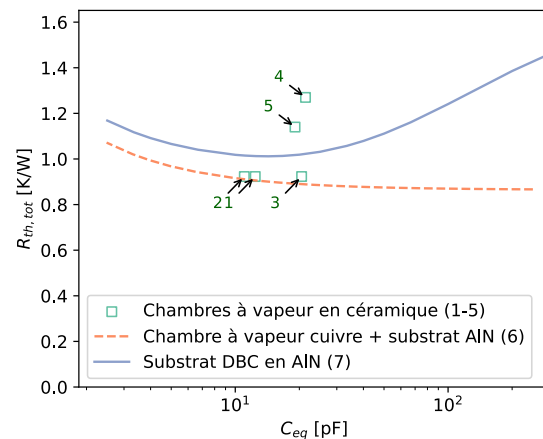


Figure 4 : Résistance thermique totale issue des simulations pour les différentes configurations, en fonction de leur capacité équivalente, calculée analytiquement.

La configuration 6 semble apporter une solution optimale. Le fait d'étaler initialement le flux thermique avec une chambre à vapeur en cuivre permet de réduire la résistance thermique, par rapport à la configuration 7, à capacité électrique identique. Les résultats des performances de

cette configuration sont meilleurs que toutes les autres configurations, comme on peut le voir en figure 4. Pour $C_{eq} = 14,3 \text{ pF}$, la résistance thermique totale du cas 6 est de $0,90 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$, ce qui est meilleur que toutes les autres configurations (et $R_{th} = 0,10 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$). Cependant, cela correspond à une épaisseur de dispositif totale de $13,3 \text{ mm}$, ce qui est relativement encombrant. Une piste serait de réduire l'épaisseur de la chambre à vapeur en cuivre (de 6 mm dans ce cas à 2 ou 3 mm). Il reste cependant le problème de la fabricabilité de ce type de dispositif. Nous nous posons en particulier la question de la possibilité de réalisation d'un tel empilement de matériaux.

4. Conclusion

Cette étude montre, par des outils de simulation numérique, qu'il n'est pas évident de répondre à la triple problématique spreading thermique, isolation électrique, compatibilité électromagnétique pour les convertisseurs à composants grands gaps dans le domaine de l'électronique de puissance. Une chambre à vapeur intégralement réalisée en céramique ne semble pas plus pertinente qu'un substrat DBC en AlN d'épaisseur 7 mm . La solution optimale serait un empilement de substrat DBC + chambre à vapeur en cuivre + couche d'AlN permettant de réduire la capacité parasite, mais la fabricabilité et le coût de ce type d'assemblage sont questionnés. Notons que cette étude se restreint à une seule géométrie de chambre à vapeur et une surface de spreading de diamètre 40 mm , ce qui est tout de même conservatif. Si cette surface augmente, les performances thermiques des configurations avec chambre à vapeur se verront améliorées par rapport à celles d'un substrat simple. Pour la suite, il est prévu de fabriquer les dispositifs présentés dans cette étude et de les caractériser. Leur résistance thermique et leur capacité électrique équivalente seront mesurées expérimentalement, ce qui étayera les présents résultats numériques.

Références

- [1] F. Costa, G. Rojat, CEM en électronique de puissance - Sources de perturbations, couplages, SEM, *Techniques de l'ingénieur Conversion de l'énergie électrique*, d3290 (1999)
- [2] C. Buttay, Modules et boîtiers de puissance (packaging), *Techniques de l'ingénieur Conversion de l'énergie électrique*, d3116 (2010)
- [3] Z. Zhang, Gestion thermique des composants d'électronique de puissance - Utilisation du diamant CVD, Thèse de Doctorat, INP Toulouse (2012)
- [4] S. Jones-Jackson *et al.*, Overview of Current Thermal Management of Automotive Power Electronics for Traction Purposes and Future Directions, *IEEE T. Transp. Electr.*, 8-2 (2022) 2412-2428
- [5] Y. Chen *et al.*, Direct Phase-Change Cooling of Vapor Chamber Integrated With IGBT Power Electronic Module for Automotive Application, *IEEE Trans. Power Electron.*, 36-10 (2021) 5736-5747
- [6] R. Masoodi, K. M. Pillai, A general formula for capillary suction-pressure in porous media, *J. Porous Media*, 15-8 (2012) 775-783
- [7] P. Bowen *et al.*, Degradation of Aluminum Nitride Powder in an Aqueous Environment, *J. Am. Ceram. Soc.*, 73-3 (1990) 724-728
- [8] S. Bowen *et al.*, Hydrolysis behavior of aluminum nitride in various solutions, *J. Mater. Sci.*, 35 (2000) 2743-2748

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'Institut Carnot Energies du Futur pour sa contribution au projet, et à Lucile Mage et Matthieu Deltrel (CEA Tech Occitanie) pour leur implication dans ce projet de recherche et pour la fabrication et la caractérisation de pièces en céramique.