



HAL
open science

Optimisation Thermique d'un Onduleur Solaire Bas-Coût de 2kW

Guillaume Lefèvre, Nicolas Degrenne, Stefan Mollov

► **To cite this version:**

Guillaume Lefèvre, Nicolas Degrenne, Stefan Mollov. Optimisation Thermique d'un Onduleur Solaire Bas-Coût de 2kW. SYMPOSIUM DE GENIE ELECTRIQUE (SGE'14), Jul 2014, Cachan, France. hal-01064513

HAL Id: hal-01064513

<https://hal.science/hal-01064513>

Submitted on 16 Sep 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Optimisation Thermique d'un Onduleur Solaire Bas-Coût de 2kW

Guillaume Lefèvre, Nicolas Degrenne, Stefan Mollov

Mitsubishi Electric Research Centre Europe (MERCE), 1 allée de Beaulieu, 35708 Rennes

RESUME - Cet article présente une méthodologie pour diminuer les coûts liés à la gestion thermique d'un onduleur solaire de 2kW. La connexion thermique entre semi-conducteurs et dissipateur se fait au travers du circuit imprimé et utilise des composants montés en surface (CMS). Le dissipateur fonctionne en convection naturelle. Son dimensionnement, détaillé dans l'article, est basé sur une approche analytique confirmée par des simulations par éléments finis. Le coût du système thermique ainsi dimensionné (radiateur, feuille isolante, et attaches mécaniques) a été réduit à 12€ pour des quantités industrielles, et ne nécessite pas d'intervention humaine lors de l'assemblage. Finalement des mesures expérimentales valident la méthodologie proposée.

Mots-clés— 'Thermique', 'Convection naturelle', 'Dissipateur', 'Onduleur Solaire', 'Bas-coût'.

1. INTRODUCTION

Quand il dimensionne un onduleur solaire pour des applications résidentielles, le concepteur doit atteindre plusieurs objectifs parmi lesquels la fiabilité, la densité de puissance et le coût. La gestion thermique est un point clé pour atteindre ces trois objectifs. Premièrement, le refroidissement définit la température des composants actifs (semi-conducteurs) et passifs (bobines et condensateurs), influençant donc directement leur durée de vie. Egalement, le volume dédié à la gestion thermique peut être significatif. La comparaison de 4 onduleurs solaires commerciaux de 2 à 4kW a permis de démontrer que le radiateur peut contribuer jusqu'à 40% du volume total du dispositif. Enfin, les radiateurs de grande taille, associés aux autres éléments thermiques tels que les feuilles isolantes, les ventilateurs, et les connexions mécaniques peuvent contribuer jusqu'à près de 20% du coût total de l'onduleur.

Les progrès en Electronique de Puissance, notamment sur les composants actifs (e.g. MOSFET super-jonctions) et les topologies ont permis une augmentation significative du rendement des onduleurs commerciaux jusqu'à plus de 98%, diminuant ainsi la quantité de pertes thermiques à extraire [1-2]. Dans ce contexte, la convection naturelle apparaît comme un candidat intéressant, mis en œuvre dans un nombre croissant de produits de quelques kW (e.g. PowerOne Aurora). En l'absence de ventilateur, la solution est intrinsèquement plus fiable et nécessite moins d'énergie que la convection forcée, bien que plus compacte.

La mise en œuvre d'une solution thermique optimale basée sur la convection naturelle implique des contraintes techniques sur presque tous les aspects du convertisseur, et induit de la part du concepteur une optimisation multi-domaine globale (Fig. 1). Pour ne citer que quelques exemples, la répartition des contraintes thermiques sur la surface du radiateur donne l'avantage à des topologies qui utilisent un plus grand nombre de semi-conducteurs moins contraints. Les cellules de commutation, réparties sur la surface du radiateur, imposent des contraintes importantes lors du routage et pour la compatibilité électromagnétique, avec des zones bruitées elles aussi réparties.

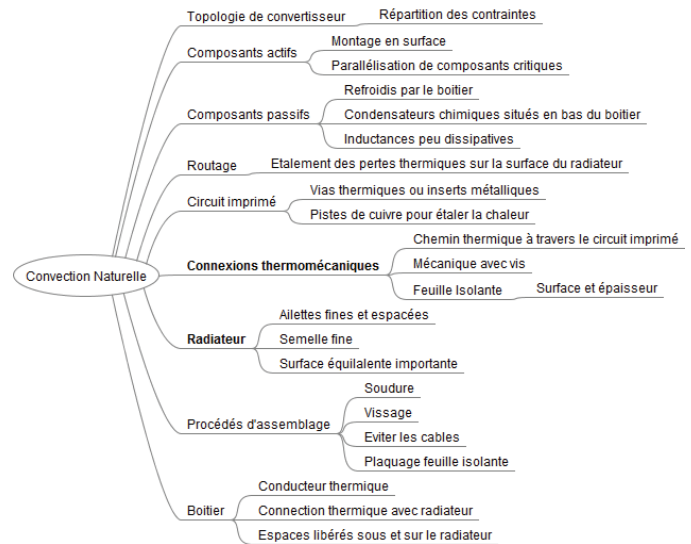


Fig.1 Approche multi-domaine globale de la solution thermique

La connexion entre les éléments générant de la chaleur, (i.e. les semi-conducteurs), et le refroidisseur est d'une importance majeure car elle influe directement sur les performances thermiques, mais aussi sur le coût du système. Dans ce contexte, on distingue deux stratégies : soit les semi-conducteurs sont plaqués directement sur le radiateur par le biais d'un matériau d'interface isolant électriquement, soit ils sont montés en surface sur le circuit imprimé, lui-même plaqué sur le radiateur. La solution développée dans cet article est la seconde afin de réduire les coûts d'assemblage. Toutefois, le chemin thermique influençant largement le profil du radiateur, la méthodologie proposée dans cet article commence par une comparaison détaillée des solutions et en argumentant le parti pris.

Ce papier détaille, dans un souci de pédagogie, le dimensionnement d'un système de gestion thermique bas-coûts qui fonctionne en convection naturelle. La section 2 compare les stratégies de chemin thermique. Les sections 3 et 4 rappellent les concepts de la convection naturelle et du transfert radiatif et proposent des modèles analytiques vérifiés par simulation. La section 5 définit le cahier des charges à remplir par le système thermique, pour un onduleur solaire de 2kW. Les sections 6 et 7 utilisent les modèles précédemment définis pour dimensionner le radiateur et les interfaces thermiques dans les contraintes du cahier des charges. Finalement, la section 8 discute des résultats expérimentaux et donne des perspectives.

2. STRATEGIE DE CONNEXION THERMOMECHANIQUE

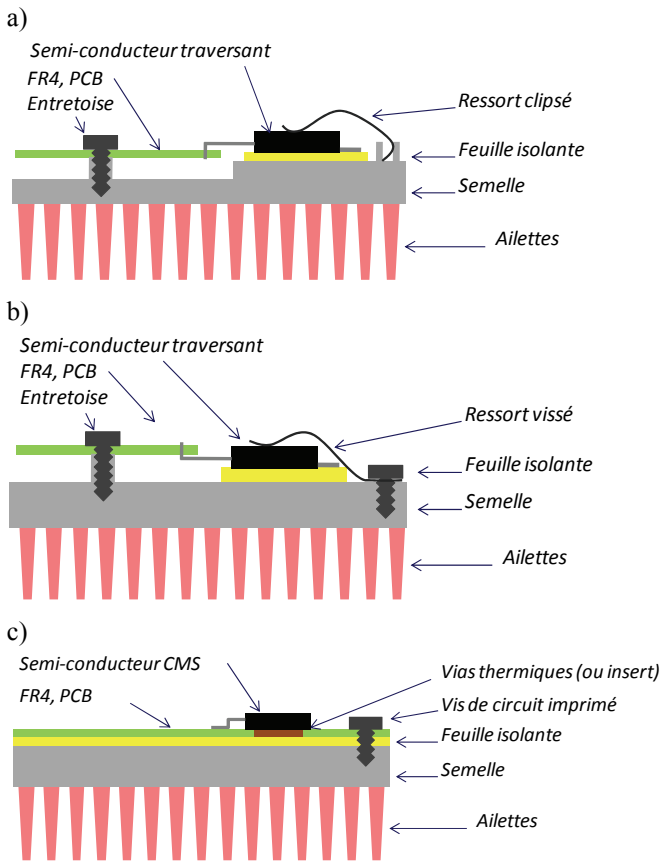


Fig.2 Exemples de connexion thermique : a) et b) sont des connexions directes avec ressort clipsé et vissé, c) est une connexion à travers le circuit imprimé comme réalisée dans ce travail.

D'un point de vue thermomécanique, une première solution est de fixer les semi-conducteurs (contribution principale aux pertes) directement sur le radiateur avec des attaches métalliques, à travers une feuille isolante électriquement (interface thermique) comme illustré par les figures 2 a) et b). Cette solution est utilisée principalement avec des boîtiers de type TO247 ou TO220. Malgré un chemin thermique optimisé, le nombre de connexions mécaniques et les besoins en intervention humaine (pliage, soudage, et positionnement du ressort) sont élevés en comparaison de la solution de la figure 2c). Egalement, ce type de boîtier reste plus que jamais à

proscrire pour les technologies émergentes de semi-conducteurs (SiC, GaN, voire même superjonction Si) du fait d'inductance parasites élevés des contacts terminaux (typ. 10nH/contact). La solution de la Fig.2c) consiste à connecter les composants au refroidisseur à travers le circuit imprimé et la feuille isolante. Le circuit imprimé utilise typiquement des vias thermiques ou inserts métalliques pour conduire la chaleur des composants semi-conducteurs jusqu'au radiateur. Cette solution est parfaitement adaptée à des composants montés en surface (CMS) comme les TO263 aussi dénommés D²Pak [3]. Le tableau 1 présente les principaux avantages et inconvénients des solutions en plaquage direct et à travers le circuit imprimé.

Tableau 1. Comparaison des solutions de montage thermique. Les avantages et inconvénients sont indiqués par ✓ et ✗ respectivement.

	Transfert direct Fig. 2 a) et b)	Transfert par le circuit imprimé Fig. 2 c)
Circuit imprimé	Semi-conducteurs positionnés en bordure ✗ Contraintes de routage ✗ Etalement thermique difficile	-Vias thermiques ✓ Pas de sur-coût -Inserts thermiques ✓ Chemin thermique ✗ 0.2€/insert
Feuille isolante	Une petite feuille par semi-conducteur. ✓ Sur-coût limité	Une grande feuille épaisse sur toute la surface du radiateur ✗ Sur-coût ✗ Risque de bulles d'air
Radiateur	Dans le cas d'une fixation par clip, le radiateur doit incorporer le support du clip ✗ Sur-coût	Surface avec bonne planéité indispensable ✗ Contrainte mécanique élevée
Système de maintien mécanique	Système de ressort par vis ou clip ✗ Intervention manuelle	Vis simples. Le serrage doit permettre un glissement horizontal pour résorber la différence d'expansion thermique ✗ Positionnement des vis critique
Composants	Traversants dont les broches sont pliées avant d'être soudées. ✗ Lourde intervention manuelle ✗ Inadapté aux composants très rapides	CMS type D ² PAK qui sont soudés par un processus complètement automatisé. ✗ Toutes les références de semi-conducteur ne sont pas disponibles dans ces boîtiers.

Dans une approche bas-coût, notre préférence se porte sur une solution à travers le circuit imprimé car même si elle nécessite une feuille isolante de grande taille pour couvrir toute la surface de la semelle et d'épaisseur importante pour compenser d'éventuels défauts de planéité, cette solution offre des perspectives industrielles potentiellement meilleures, grâce à un assemblage complètement automatisable.

3. ANALYSE DE LA CONVECTION NATURELLE

3.1. Préambule

La convection naturelle résulte exclusivement d'une interaction entre des effets thermiques et mécaniques dans un fluide. La transmission du flux thermique au sein du milieu environnant (dans notre cas précis, de l'air) se manifeste par une élévation locale de température. Les particules ainsi chauffées voient leur équilibre mécanique rompu (élévation des forces de poussée) ce qui induit un déplacement mécanique ascendant. Sous ces conditions, seules les forces de frottement fluides s'opposent à ce mouvement. En dépit de l'apparente simplicité des phénomènes mis en jeu, une mise en équation rigoureuse des effets cités reste une tâche complexe. Pour cette raison, il est coutume d'utiliser des fonctions de corrélations issues à la fois de protocoles expérimentaux mais aussi d'une analyse dimensionnelle.

L'analyse dimensionnelle permet de définir facilement les dépendances en température, vitesse ou longueur caractéristique des effets thermomécaniques et par conséquent les couches limites correspondantes dans lesquelles les caractéristiques du fluide se voient modifiées (Fig. 3). Dans le cas d'une plaque, les couches limites peuvent librement se développer ce qui n'est plus vrai lorsque l'on s'intéresse aux systèmes « clos » comme deux plaques en regard (typiquement un dissipateur à ailettes). Pour de faibles espacements inter-aillettes, les couches limites thermiques se rejoignent (régime développé) ce qui se manifeste par une élévation de la température interne ainsi qu'une dégradation des performances thermiques. On comprend dès lors l'intérêt d'une optimisation de la géométrie du dissipateur. Pour des ailettes très rapprochées, la surface totale de convection est importante mais le coefficient de convection est dégradé. *A contrario*, des ailettes espacées n'altèrent pas le coefficient de convection mais réduisent significativement la surface déployée.

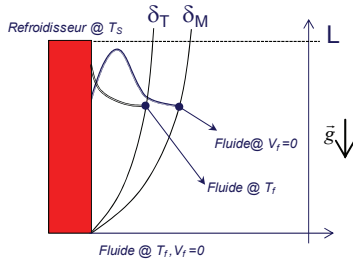


Fig.3 Définition des couches limites thermique δ_T et mécanique δ_M (plaque)

3.2. Modèle convectif complet d'un dissipateur

Le Tableau 2 ci-dessous récapitule les grandeurs sans dimension (relatives au fluide) utilisées par la suite dans l'analyse des phénomènes convectifs (relatives au fluide).

Tableau 2. Nombres adimensionnels utilisés en analyse thermique

Nombre	Signification physique	Expression
Prandtl Pr	Viscosité / Diffusivité thermique	$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$
Nusselt Nu_L	Conduction thermique / Convection	$Nu_L = \frac{h \cdot L}{\lambda}$
Grashoff Gr_L	Force de poussée / Viscosité	$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2}$

Le nombre de Rayleigh Ra_L est égal au produit $Pr \cdot Gr_L$. Pour l'air et les températures habituellement rencontrées en Electronique de Puissance, le nombre de Prandtl peut être assimilé à $Pr = 0,7$ sans erreur manifeste.

- ΔT : différence de température entre refroidisseur et fluide (K)
- g : constante gravitationnelle (9.81 m.s^{-2})
- β : coefficient d'expansion thermique ($\approx 1/T$ pour les gaz)
- ν : viscosité cinématique ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
- c_p : capacité thermique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
- h : coefficient de convection ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
- λ : conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
- μ : viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)
- L : longueur caractéristique (m)

Les ailettes d'un radiateur peuvent être assimilées à une succession de plaques en regard (Fig. 4).

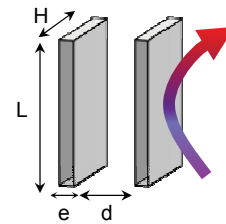


Fig.4 Géométrie considérée pour la détermination du nombre de Nusselt et la définition d'efficacité d'ailette

D'après [4] ainsi qu'en introduisant le diamètre hydraulique D_H , le nombre de Nusselt peut alors être extrait. En s'appuyant sur [5], ce modèle donne de bons résultats sans pour autant nécessiter des calculs « complexes ».

$$D_H = \frac{2 \cdot H \cdot d}{2 \cdot H + d} \quad (1)$$

$$Nu_{D_H} = \left[\frac{576}{\left(Ra_{D_H} \cdot \frac{D_H}{L} \right)^2} + \frac{2.873}{\left(Ra_{D_H} \cdot \frac{D_H}{L} \right)^{0.5}} \right]^{-0.5} \text{ avec } \begin{cases} Ra_{D_H} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_H^3 \cdot Pr}{\nu^2} \\ h = \frac{\lambda \cdot Nu_{D_H}}{D_H} \end{cases} \quad (2)$$

Une fois le nombre de Nusselt défini, le coefficient de convection h se déduit aisément. Le calcul de la résistance thermique globale peut se faire en introduisant la notion d'efficacité d'ailettes η_{ail} [6]. Cette grandeur matérialise le ratio des flux dans le cas réel (distribution de température non homogène le long d'une ailette) et en supposant l'ailette isotherme. Cela permet ainsi de traiter simplement mais rigoureusement des systèmes pour lesquels l'épaisseur des ailettes est fine et/ou le coefficient de convection élevé par exemple. En s'appuyant sur le schéma de la Fig.4 et en supposant que l'extrémité des ailettes est adiabatique (cas le plus simple), η_{ail} vaut :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(H/H_C)}{H/H_C} \text{ avec } H_C = \sqrt{\frac{\lambda_{ail} \cdot S_{coupe}}{h \cdot Perim}} \quad (3)$$

$Perim$ est le périmètre d'une ailette : $2(e+L)$
 S_{coupe} est la surface de coupe d'une ailette : $e \cdot L$
 H_C est homogène à une longueur (m)

En nommant S_1 la surface déployée d'une ailette, N le nombre total d'ailettes et S_2 la surface de semelle en étant dénuée, les flux convectifs se déduisent aisément ainsi que la résistance thermique correspondante :

$$\begin{cases} \varphi_{ail} = N \cdot h \cdot S_1 \cdot \eta_{ail} \cdot \Delta T \\ \varphi_{sans_ail} = h \cdot S_2 \cdot \Delta T \end{cases} \Rightarrow \mathfrak{R}_{conv} = \frac{1}{h \cdot (N \cdot S_1 \cdot \eta_{ail} + S_2)} \quad (4)$$

Comme évoqué précédemment, le nombre d'ailettes N est un paramètre critique dans le dimensionnement du refroidisseur.

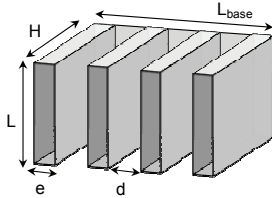


Fig.5 : Définition des grandeurs géométriques du refroidisseur

En s'appuyant sur la Fig.5, la résistance thermique \mathfrak{R}_{conv} peut être paramétrée par la variable N via les grandeurs suivantes :

Espacement entre ailettes : $d(N) = (L_{base} - N \cdot e) / (N - 1)$
 Surface convective d'ailette : $S_1 = (2 \cdot H + L) \cdot e + 2 \cdot H \cdot L$
 Surface sans ailettes : $S_2(N) = L_{base} \cdot L - N \cdot L \cdot e$
 Coefficient de convection : $h(N) = \lambda \cdot Nu_{Dh}(N) / D_H(N)$

$$\mathfrak{R}_{conv}(N) = \frac{1}{h(N) \cdot (N \cdot S_1 \cdot \eta_{ail}(N) + S_2(N))} \quad (5)$$

3.3. Validation avec des simulations par éléments finis

L'approche analytique a été validée en utilisant un logiciel à éléments finis dédié aux études thermiques (Qfin®). Un radiateur de 135mm de largeur (L_{base}) par 235mm de longueur (L) associé à des ailettes de 40mm de hauteur (H) est retenu pour cette comparaison. L'épaisseur des ailettes est de 2mm ce qui est une valeur assurant une parfaite faisabilité industrielle. Enfin, la température de l'air ambiant est prise égale à 40°C, celle de la semelle du radiateur à 85°C. Le rayonnement n'est pas pris en compte dans cette analyse. Comme le montre la Fig.6, les résultats obtenus avec des équations analytiques sont en accord avec la simulation et ce, quelque soit le régime hydro-thermique. Pour un nombre d'ailettes réduit, le modèle de plaque plane peut être envisagé [6]. Toutefois, il est impératif de vérifier que la distance inter-ailettes est largement supérieure aux couches limites pour rester dans le domaine de validité de ce modèle ce qui est fastidieux.

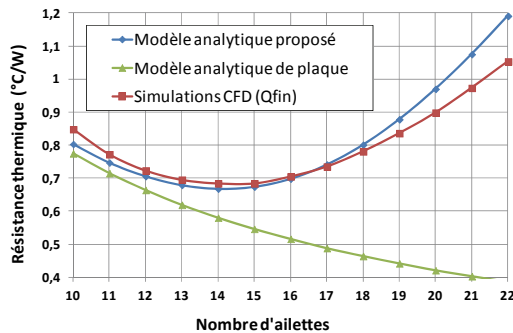


Fig.6 Comparaison simulation / modèle en fonction du nombre d'ailettes

4. ANALYSE DU TRANSFERT RADIATIF

4.1. Modèle radiatif complet d'un dissipateur

Plus particulièrement dans les systèmes refroidis par convection naturelle, le transfert radiatif contribue significativement au transfert thermique. Le flux radiatif entre une surface S à une température T et un milieu environnant à une température T_{ext} est donné par Eq.6.

$$\varphi_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot (T^4 - T_{ext}^4) \quad (6)$$

σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)

ε : émissivité. Pour de l'Aluminium brut, une valeur de 0,1 peut être prise. En cas de traitement de surface (anodisation), l'émissivité vaut environ 0,85 [7]

La principale difficulté dans l'analyse du rayonnement des géométries « complexes » est la détermination des facteurs de forme F_{AB} . Ceux-ci permettent d'estimer, pour des géométries données, la proportion des rayonnements émis et reçus pour des surfaces A et B en interaction. De nombreuses publications proposent des approches analytiques plus ou moins complexes pour déterminer les facteurs de forme. Dans [8], un modèle relativement simple est présenté dans le cas précis des refroidisseurs à ailettes. La comparaison à des données expérimentales obtenues sous vide [9] (pour s'affranchir de la convection) justifie la pertinence de ce modèle. En s'appuyant sur la géométrie de la Fig.5, la surface de rayonnement avec l'extérieur est $S_{rad_ext} = N \cdot (L \cdot e + 2 \cdot H \cdot e) + 2 \cdot H \cdot L$

Le facteur de forme pour les zones en regard est donné par :

$$F = 1 - \frac{2 \cdot \bar{H} \cdot (\sqrt{1 + \bar{L}^2} - 1)}{2 \cdot \bar{H} \cdot \bar{L} + \sqrt{1 + \bar{L}^2} - 1} \text{ avec } \begin{cases} \bar{H} = H / d \\ \bar{L} = L / d \end{cases} \quad (7)$$

Finalement, le flux radiatif s'exprime de la sorte :

$$\varphi_{Rad}(N) = \sigma \cdot (T^4 - T_{amb}^4) \cdot \left(\varepsilon \cdot S_{rad_ext} + (N - 1) \cdot \frac{(d + 2 \cdot H) \cdot L}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} + \frac{1}{F}} \right) \quad (8)$$

5. CAHIER DES CHARGES POUR ONDULEUR SOLAIRE DE 2KW

Cette section présente les contraintes géométriques et thermiques liées à l'application choisie, et propose une méthode pour évaluer le coût d'un radiateur. Ces informations seront finalement utilisées dans la section suivante pour le dimensionnement.

5.1. Dimensions géométriques

Les dimensions externes du radiateur sont imposées par la forme du boîtier, mais aussi l'agencement entre ce dernier, le radiateur et le(s) circuit(s) imprimé(s). Un unique circuit imprimé de 285mm de largeur et de 235mm de longueur a été considéré. Cette surface nous a semblé suffisante pour accueillir les semi-conducteurs, leurs circuits de commande, les divers éléments de découplage ainsi que les voies de mesure.

Nous avons choisi un radiateur qui occupe le centre du circuit imprimé sur une largeur L_{base} de 50mm mais sur toute la longueur L de 235mm. En ce qui concerne la profondeur (longueur d'ailette H + épaisseur de la semelle), des dimensions de l'ordre de 50mm seraient idéales pour placer des composants passifs volumineux de chaque côté du radiateur (Fig.7).

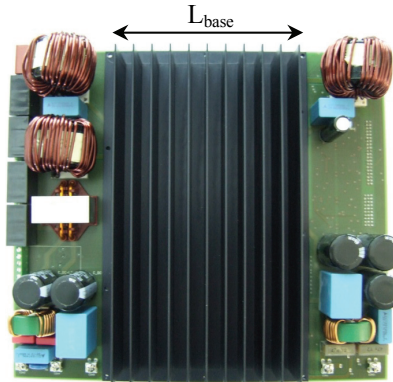


Fig.7 Face arrière du prototype réalisé - intégration mécanique retenue

5.2. Performances thermiques

En supposant que le rendement de l'onduleur est de l'ordre de 96% dans le pire cas, la quantité de pertes à extraire avoisine 80W. Ces pertes sont générées à 20 endroits spécifiques, distribués sur la surface de la semelle. Cette division thermique est rendue possible par l'utilisation de topologies de conversion entrelacées ou multi-niveaux qui divisent les contraintes sur un plus grand nombre de semi-conducteurs. Cependant, l'étalement géométrique sur la surface du radiateur est un compromis lors du routage entre l'aspect thermique, la capacité, et la compatibilité électromagnétique.

Sous ces conditions, la température de jonction T_J des semi-conducteurs ne doit pas excéder 125°C avec une température ambiante de 40°C . Le gradient de température $\Delta T_{J-Amb} = 85^\circ\text{C}$ est partagé entre le radiateur $\Delta T_{Semelle-Ailettes}$ et $\Delta T_{Ailettes-Ambiant}$ ainsi que la connexion thermique entre la jonction et la semelle $\Delta T_{Junction-Semelle}$ (boîtier, inserts métalliques et feuille isolante). Avec une température maximum d'ailette de 85°C (norme NF-EN60335), le dissipateur doit répondre à la condition suivante : $\Delta T_{Ailettes-Amb} \leq 45^\circ\text{C}$ soit $R_{th} \leq 0,56^\circ\text{C/W}$ pour $T_{amb} = 40^\circ\text{C}$.

6. OPTIMISATION DU PROFIL DE DISSIPATEUR

6.1. Méthodologie

Dans une analyse des coûts récente [6], un grand nombre de refroidisseurs extrudés (matière brute sans traitement de surface) de différents fournisseurs ont été comparés. Une conclusion est que le coût varie entre 6 et 10€/kg avec une valeur moyenne de 8.2€/kg, quelque soit la géométrie de l'extrusion (Fig. 8). En conséquence, réduire la masse est un critère pertinent pour optimiser les coûts.

Pour des systèmes à convection naturelle, la radiation peut contribuer de façon significative à la résistance thermique globale.

Des discussions avec des fournisseurs ont confirmé que le procédé de finition (peinture noire, oxydation) coûte approximativement 4€/m².

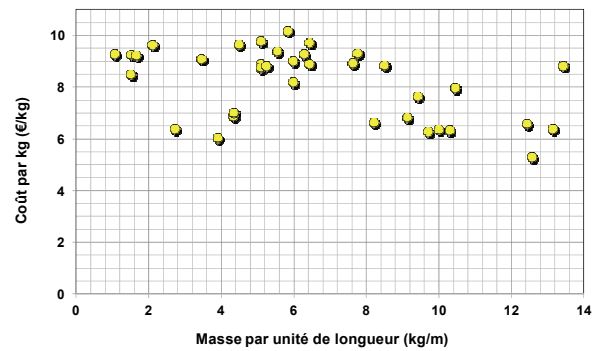


Fig.8 Coût par kg pour divers profils extrudés

A partir des différents modèles développés, il est désormais possible de comparer le coût de plusieurs solutions techniques respectant le cahier des charges ($R_{th} \approx 0,56^\circ\text{C/W}$).

6.2. Nombre, épaisseur et hauteur des ailettes

Dans un premier temps, intéressons nous à l'évolution des performances et du coût du refroidisseur en fonction de l'épaisseur des ailettes, le rayonnement étant occulté (aluminium brut). Dans ce contexte, l'épaisseur de la semelle ne sera pas non plus considérée, celle-ci faisant l'objet d'une optimisation ultérieure. Pour les cotes géométriques retenues (235 mm(L) x 135 mm(L_{base}) x 50 mm(H)), les résultats sont donnés dans le graphique de la Fig.9.

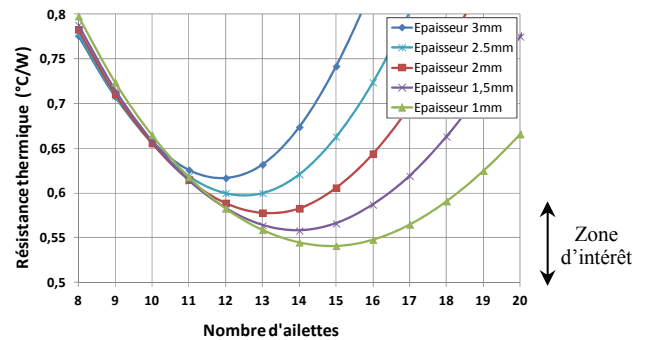


Fig.9 Résistances thermiques pour diverses épaisseurs d'ailettes ($H=50\text{mm}$)

Comme on peut le constater, il est bien plus avantageux d'utiliser des ailettes de faible épaisseur. Ce résultat ne vaut qu'en convection naturelle car en régime forcée, l'efficacité d'ailette serait tant dégradée du fait d'un h élevé que l'augmentation de surface apparaîtrait nécessaire. Après discussions avec des fournisseurs, une épaisseur de moins de 2mm ne peut être envisagée. En plus de fragiliser la rigidité mécanique du refroidisseur (notamment en cas de perçages, découpes par exemple), les procédés de réalisation ne sont plus standard. L'épaisseur étant fixée et égale à 2mm, l'évolution de la résistance thermique et du coût pour différentes hauteurs d'ailettes a été considérée (Fig.8). Comme cela était prévisible, plusieurs sous-optima existent en termes de coût/performances (environ $6.5\% \pm 5\%$ pour $R_{th} \approx 0,56^\circ\text{C/W}$). La masse totale reste inchangée entre ces différentes solutions puisque le coût est directement lié au volume de matériau extrudé. Le seul critère de la densité volumique de puissance (kW/l) donne un indéniable avantage à la géométrie dont le nombre optimal d'ailettes permet l'obtention des performances thermiques

requis (dans le cas suivant, N=13). En terme de dimensionnement, on constate qu'à mêmes performances thermiques, il est bien plus rentable d'augmenter la hauteur des ailettes que leur nombre.

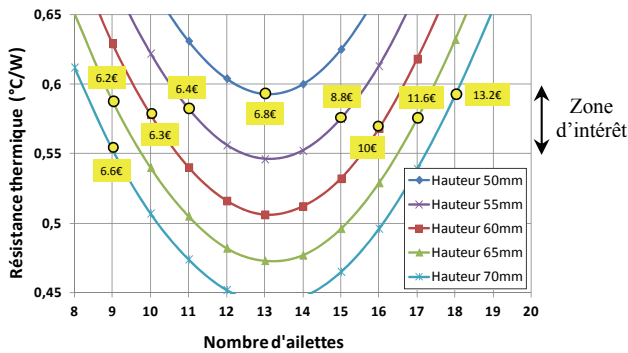


Fig.10 Performance et coût pour différentes hauteurs d'ailettes (e=2mm)

6.3. Traitement de surface

L'effet du rayonnement (état de finition du refroidisseur) reste le dernier paramètre à analyser. Suivant le même principe que la Fig.10, il est possible de comparer deux dispositifs réalisés en Aluminium brut ou avec un traitement spécifique. Dans ces deux cas, l'émissivité sera prise égale à 0,1 et 0,85 [10]. Rappelons que le coût d'anodisation a été estimé à 4€/m². Les hauteurs ont été ajustées (±5mm) pour obtenir des performances thermiques similaires. La réduction de coût est loin d'être anecdotique d'autant plus que le volume ainsi que la masse sont significativement réduites (-20% environ sur le volume par exemple). A cet égard, cette solution semble pertinente pour dimensionner un convertisseur compact à faible coût.

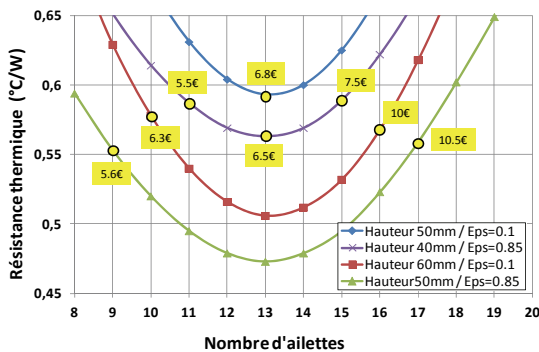


Fig.11 Performance et coût pour différentes hauteurs d'ailettes (e=2mm)

6.4. Conclusions

- Au voisinage du nombre optimal, l'épaisseur d'ailette n'a que peu d'influence sur les performances thermiques, la hauteur étant souvent plus faible que la longueur caractéristique (ailette quasi-isotherme). De facto, la faisabilité industrielle fait foi.
- Plusieurs géométries sont envisageables à un coût identique. Dans ce cas, la compacité du dispositif est le critère final de choix
- Le rayonnement participe significativement au transfert thermique global en convection naturelle. A

ce titre, un traitement de surface apparaît plus rentable qu'augmenter la hauteur des ailettes et donc la masse totale extrudée.

- Le dissipateur dimensionné pour répondre au cahier des charges défini dans la Section 5 dispose de 13 ailettes de 2mm d'épaisseur et de 40mm de hauteur. Le traitement de surface permet de diminuer la résistance thermique à 0.56°C/W avec une hauteur réduite ce qui assure ainsi une marge de sécurité utile lors du choix d'un profilé commercial se rapprochant au plus du design optimal.

7. OPTIMISATION DES CHEMINS THERMIQUES

Jusqu'à présent, l'effort s'est porté sur la modélisation du dissipateur, plus particulièrement des transferts convectifs et radiatifs. Dans cette section, le choix du diamètre des inserts ainsi que l'épaisseur minimale de semelle permettant de respecter les contraintes thermiques maximales sur les composants vont être discutés.

7.1. Influence de la feuille isolante

Les propriétés physiques ainsi que l'épaisseur de la feuille isolante permettent de définir aisément sa résistance thermique. Plusieurs épaisseurs sont disponibles (225µm, 250µm, 275µm et 500µm) mais la conductivité thermique des feuilles isolantes reste dans la gamme $\lambda \approx 1,3-1,8^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Etant donné la grande surface de semelle et les potentiels défauts de planéité (plaquage du PCB non homogène), une épaisseur de 500µm a été retenue. Pour cette épaisseur, la conductivité thermique vaut $\lambda \approx 1,5^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Etant donné la très faible épaisseur, on supposera que le flux de chaleur ne s'épanouit pas dans la feuille (approche 1D). Les inserts métalliques ont un rayon de 3mm ou 5mm, valeurs standard pour le processus industriel. Les résistances thermiques respectives de la feuille isolante valent alors :

$$R_{interface} = \frac{epaisseur}{\lambda \cdot Surface} = \begin{cases} 4,2^\circ\text{C}/\text{W} \text{ pour } 5\text{mm} \\ 11,8^\circ\text{C}/\text{W} \text{ pour } 3\text{mm} \end{cases} \quad (9)$$

En dépit de piètres performances thermiques de l'époxy FR4 ($\lambda_{FR4} \approx 0,3^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), le flux thermique peut légèrement s'épanouir depuis les puces dès lors que des plans métalliques sont implantés dans la carte, ces derniers agissant alors comme des drains thermiques. Une approche sécuritaire consiste à négliger cet effet et par conséquent à supposer la valeur préalablement calculée.

Comme on peut le constater, il est impossible d'utiliser un insert de 3mm de rayon. Avec 8W à dissiper, la différence de températures avoisinerait 90°C ce qui ne peut raisonnablement pas être retenu.

7.2. Epaisseur de la semelle

L'épaisseur de la semelle est un point très important qui définit l'effet d'épanouissement (spreading). Alors que le nombre d'ailettes et leur caractéristique influence la valeur moyenne de température en face arrière de semelle, l'effet d'épanouissement influence plutôt la présence de points chauds

locaux. Si la semelle est trop fine, le flux ne peut pas s'étaler correctement et les résistances thermiques locales augmentent.

D'un autre côté, une épaisseur excessive résout le problème mais augmente considérablement le coût, la masse du radiateur se trouvant accrue. Des modèles analytiques sont disponibles dans la littérature [11-12]. Ces méthodes consistent principalement à transformer un système rectangulaire en une géométrie cylindrique de surface équivalente (puce et refroidisseur). Dans notre cas, la puce est supposée avoir le diamètre de l'insert, le flux ne s'épanouissant pas au travers de la feuille isolante.

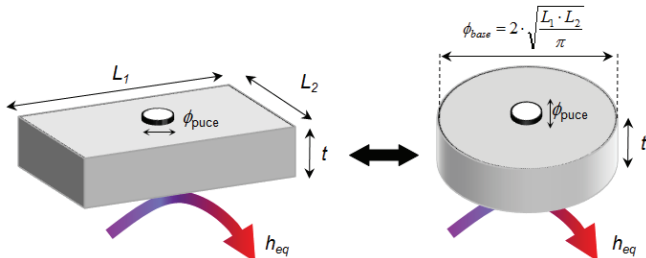


Fig.12 Principe de la transformation permettant le calcul de la résistance d'épanouissement dans la semelle

Les résultats de ces modèles analytiques ont été comparés à des simulations par éléments finis (FEMM4.2) avant leur mise en œuvre dans le procédé d'optimisation. Le radiateur est assimilé à un disque de rayon $(235 \cdot 135)^{0.5} / \pi \approx 100\text{mm}$. La figure 13 donne les résultats pour des puces de rayon égal à 3mm et 5mm, dissipant 8W. Le niveau de précision de cette approche reste tout à fait correct (erreur inférieure à 10%). On notera qu'une valeur asymptotique existe pour $D_{puce} \ll D_{radiateur}$ et lorsque l'épaisseur de la semelle $t \rightarrow \infty$. En première approche, cette valeur vaut [11] :

$$\mathfrak{R}_{\infty} = \frac{\sqrt{\pi}}{4} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot \sqrt{S_{puce}}} \quad (10)$$

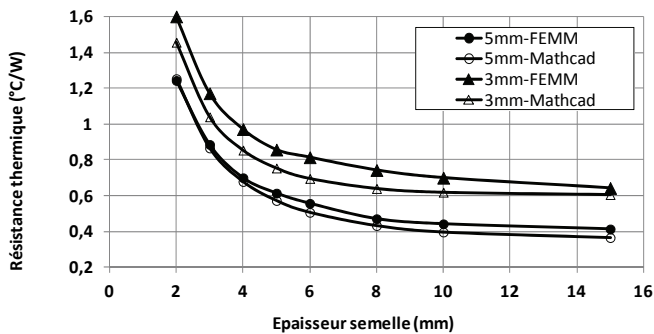


Fig.13 Résistance thermique équivalente (°C/W) par puce en fonction de l'épaisseur de la semelle en mm : comparaison entre des simulations FEMM et les formules analytiques dans [11] (épanouissement+conduction 1D)

7.3. Résultat

A partir des différents modèles, il est désormais possible de finaliser nos choix techniques. Seule l'épaisseur de semelle reste à définir, les autres paramètres étant déjà fixés. Le prix du dissipateur étant directement lié à sa masse, l'épaisseur de semelle la plus fine permettant de valider les contraintes thermiques sur les semi-conducteurs sera retenue. La figure ci-

dessous donne la répartition des contraintes thermiques sous un semi-conducteur (8W), l'ambiant étant supposé à 40°C.

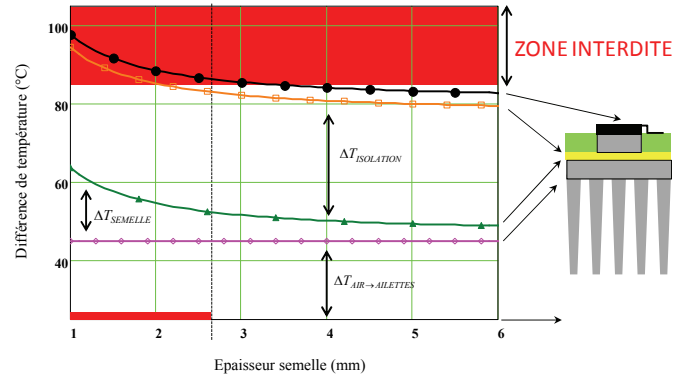


Fig.14 Répartition des contraintes thermiques pour différentes épaisseurs de semelle (température ambiante supposé à 40°C/ pertes totales 80W)

En s'appuyant sur la Fig. 14, une épaisseur de 4mm est suffisante pour ne pas excéder 125°C au niveau de la jonction. Avec cette valeur, la masse de la semelle avoisine 350g.

Afin de diminuer le coût du prototype, un profilé extrudé ayant des caractéristiques proches de celles définies par l'optimisation a été retenu et modifié. La référence CT191 de CoolTec (Aluminium 6060) dispose d'une semelle de 5mm d'épaisseur, d'ailettes de 45mm de hauteur, 2.25mm d'épaisseur moyenne, et espacées de 12.5mm. Lors de l'usinage (Dissip'elec, France), la taille du radiateur a été réduite, et des ailettes supprimées pour réaliser un cadre sur le contour, où le boîtier pourra être vissé. L'épaisseur de la semelle a été réduite à 4mm après usinage de planéité. Le radiateur a été anodisé pour assurer un gain additionnel par radiation. La masse finale du dispositif est de 1080g. (Fig. 15).

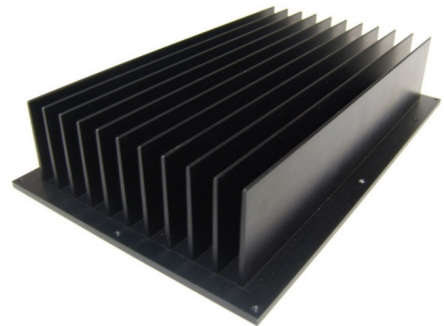


Fig.15 Prototype de dissipateur construit à partir du profilé CT191

Théoriquement, les performances sont quasi-identiques à celles du dimensionnement optimal, la hauteur des ailettes compensant partiellement le retrait de deux d'entre elles. Une comparaison analytique sous Mathcad est donnée dans la figure 16 pour étayer le propos.

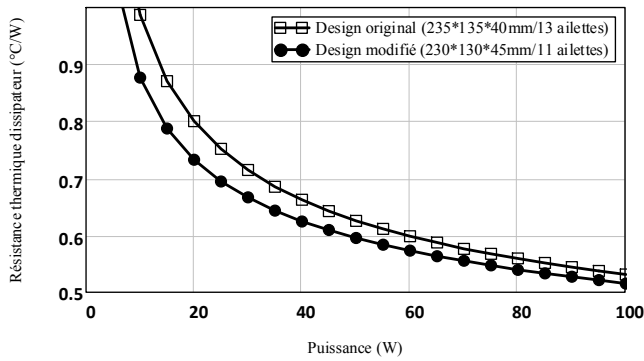


Fig.16 Résistance thermiques (°C/W) convectives (pas de prise en compte des effets d'épanouissement) des deux dissipateurs dimensionnés

Finalement, le coût du refroidisseur se décompose suivant:

- Masse ailettes et coût : 710g → 5.8€
- Masse semelle et coût : 350g → 2.9€
- Traitement de surface : 0.35m² → 1.4€
- Coût total estimé : ≈ 10€

8. RESULTATS EXPERIMENTAUX

8.1. Plateforme expérimentale

Le circuit imprimé de l'onduleur (Fig. 7 et 18) a été réalisé en prenant en compte au maximum les considérations thermiques. Les semi-conducteurs avec leurs circuits de commande rapprochée ont été positionnés sur la partie centrale en appui sur le radiateur. Les cotés sont mis à profit pour positionner les composants passifs ainsi que les éléments de mesure et de protection. Les 20 semi-conducteurs ont été positionnés pour répartir au mieux les pertes thermiques. Sous chacun d'entre eux, des inserts en cuivre massif (Ruwel International, Allemagne) ont été utilisés comme décrit dans la figure 17.

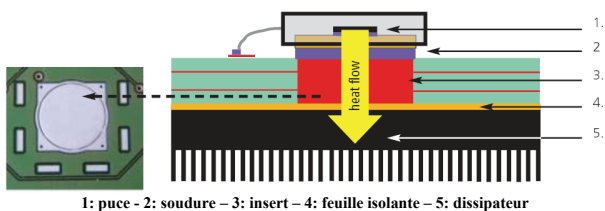


Fig.17 Description de la technologie Inserts métallique (Inlays) [13]

Pour le test de validation thermique, une carte nue a été assemblée avec 20 résistances D²Pak permettant ainsi d'émuler les pertes générées par les composants actifs (80 Watts) (Fig. 18). Les valeurs des résistances ont été choisies pour représenter de la façon la plus précise possible les pertes estimées. Le circuit imprimé a été positionné sur le radiateur avec une feuille thermique de 500µm d'épaisseur et de conductivité thermique 1,5°C·W⁻¹·K⁻¹ (t-Global Technology série L37-5). Pour plaquer le circuit imprimé sur le radiateur, des vis M3 ont été utilisées sur le contour du radiateur et aux endroits les plus critiques, c'est-à-dire à proximité des résistances situées au centre du radiateur. Des essais

préliminaires ont montré que la feuille thermique est correctement pressée quand une vis est située à moins de 4cm. Une comparaison des coefficients d'expansion thermiques (CTE) de l'aluminium et du FR4 montre que, lorsque les températures sont raisonnablement proches ($\Delta T < 20^\circ\text{C}$), les contraintes mécaniques sont faibles et ce quelque soit les axes. Les déformations peuvent alors être résorbées par des perçages de 4mm dans le circuit imprimé, pour positionner les vis M3.

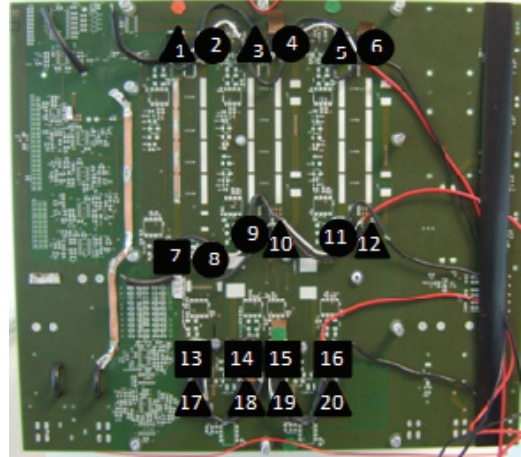


Fig.18 Face avant du circuit imprimé équipé des résistances D²Pak pour la validation expérimentale. ▲ : 2.5%-P, ● : 5%-P, et ■ : 10%-P

8.2. Résultats

Une caméra infrarouge (Flir i50) ainsi que des thermocouples ont été utilisés pour l'analyse thermique. Cinq points repartis sur le refroidisseur (5cm de chaque angle ainsi qu'un au centre) ont été utilisés pour définir la température moyenne. Dans un premier temps, le dissipateur a été qualifié pour valider l'approche analytique présentée en Section 3 (Fig.19). Egalement, le modèle mathématique du même radiateur réalisé en Aluminium brut est décrit. Lors des tests, la température ambiante de la pièce était de 23°C.

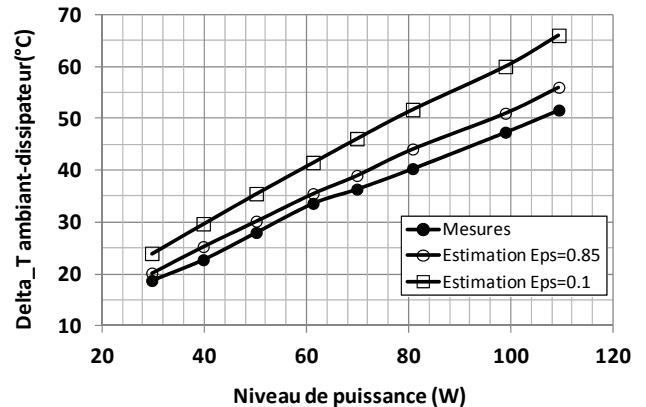


Fig.19 Comparaison modèles-mesure pour le dissipateur dimensionné

Les résultats sont globalement conformes bien que les températures mesurées soient légèrement plus faibles que celle annoncées par le calcul analytique. Comme on peut également le voir sur la figure 20, le radiateur a une température assez homogène comprise entre 62°C aux extrémités des ailettes et 68°C au plus chaud de la semelle. La faible épaisseur de semelle a donc été bien compensée par l'étalement des pertes.

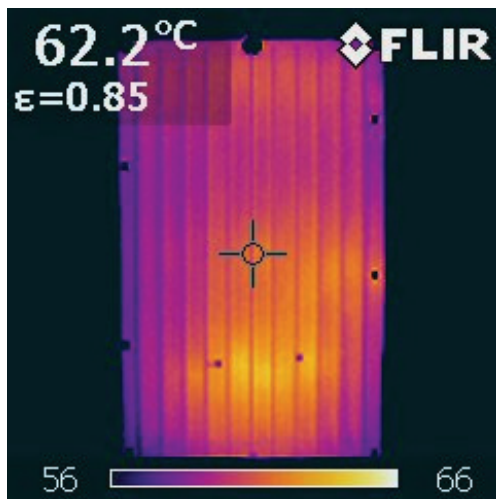


Fig.20 Photographie infra-rouge du circuit imprimé équipé de son radiateur (face arrière).

Dans notre cas d'étude (80W dans le pire cas), le R_{TH} équivalent est de l'ordre de $0.5^{\circ}\text{C}/\text{W}$, soit 10% de moins que calculé analytiquement. Cela est principalement dû au flux thermique extrait par la face avant du dispositif (capot), et ce bien que la résistance thermique du dissipateur offre un chemin privilégié. En guise d'illustration, le Tableau 3 donne les résistances typiques de l'empilement pour une surface de $235\text{mm}\times 135\text{mm}$.

Tableau 3. Résistances thermiques typiques

Nature	Type	Valeur
Dissipateur	Convection	$0,6^{\circ}\text{C}/\text{W}$ environ
Circuit Imprimé (CI)	Conduction	$0,21^{\circ}\text{C}/\text{W}$
Feuille isolante	Conduction	$0,011^{\circ}\text{C}/\text{W}$
CI vers capot	Convection	$7,5^{\circ}\text{C}/\text{W}$ avec $h=5\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

Pour de grandes surfaces, les résistances thermiques du circuit imprimé et de la feuille isolante sont suffisamment faibles pour considérer la partie supérieure du circuit imprimé comme isotherme. Sous ces conditions, le transfert convectif vers le capot est à considérer. A ce titre, la géométrie ainsi que la nature du matériau utilisé pour le capot n'est pas à négliger.

Un certain nombre d'inserts (côté supérieur) ont été instrumentés pour déterminer le composant le plus contraint thermiquement. Sans surprise, les composants n°7/13/14/15/16 (■) sont les plus chauds, avec une faible disparité de valeurs. La Fig. 21 donne la température mesurée au niveau du composant n°7 (au niveau de l'insert) ainsi qu'une estimation de la température de jonction ($R_{\text{jonction}\rightarrow\text{insert}}\approx 0,45^{\circ}\text{C}/\text{W}$ pour le modèle de MOSFET retenu). Comme cela a été présenté dans la Fig.14, la plus forte contribution au gradient thermique provient de la feuille isolante. Une régression linéaire à partir des points expérimentaux donne une valeur de $3,9^{\circ}\text{C}/\text{W}$, valeur légèrement inférieure à celle calculée en 7.1 ($4,2^{\circ}\text{C}/\text{W}$). Cela peut notamment se justifier par le serrage mécanique qui tend à réduire localement l'épaisseur de la feuille ainsi qu'un faible épanouissement du flux thermique sur les bords de l'insert, phénomène jusqu'à présent négligé.

Pour le cahier des charges retenu (80W), la température de jonction avoisine 105°C sous un ambiant de 23°C . Dans le pire cas (40°C d'ambiant), la température maximale spécifiée (125°C) ne sera donc pas dépassée.

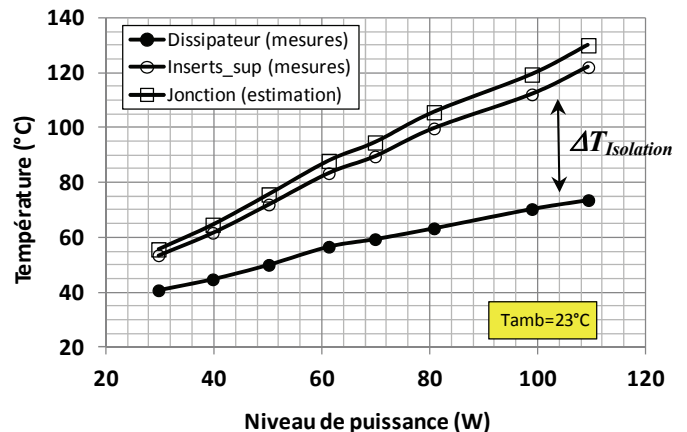


Fig.21 Répartition des contraintes sur un chemin thermique (puce→air)

8.3. Perspectives

Au vu de la Fig. 14 et des résultats expérimentaux, il apparaît clairement que le point faible de la solution décrite se situe au niveau de la feuille thermique. Le $\Delta T_{\text{ISOLATION}}$ de part et d'autre de la feuille atteint 30°C pour un composant délivrant 8W. Le concepteur du système peut jouer sur 3 paramètres pour diminuer la résistance thermique équivalente de la feuille : la conductivité thermique, l'épaisseur et la surface.

Une feuille de conductivité thermique élevée (typiquement jusqu'à $6\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) et d'épaisseur inférieure (typiquement $250\mu\text{m}$) peut être choisie, mais la modification de ces paramètres se fait au dépend de la tenue diélectrique et du coût. En outre, le contact thermomécanique, assuré par l'épaisseur et la souplesse, impose des contraintes lors du choix de la feuille isolante. Il serait intéressant d'étudier comment des méthodes automatisées de dépôt d'adhésif isolant sur circuit imprimé peuvent remplacer ou compléter l'utilisation de feuilles isolantes standard. Une autre approche consisterait à optimiser la surface équivalente utile de la feuille isolante. Dans ce papier, nous avons supposé l'utilisation d'inserts métalliques et négligé l'épanouissement du flux dans le FR4 du circuit imprimé. Cependant, des études exploratoires nous ont permis de montrer que l'utilisation de plans de cuivre sur la face arrière du circuit imprimé peut diminuer de façon significative la résistance thermique équivalente de la feuille isolante.

9. CONCLUSIONS

La méthodologie décrite dans l'article permet d'optimiser en termes de coûts, de volume et de performances un radiateur en convection naturelle pour des applications d'électronique de puissance. Elle a été employée pour dimensionner le système thermique d'un onduleur de 2kW. Le coût du radiateur ainsi défini est évalué à 10€ et celui de la feuille isolante recouvrant toute la surface de la semelle est d'environ 3€. Les résultats de simulation et expérimentaux valident la méthodologie de dimensionnement du radiateur.

La solution thermique est basée sur des composants semi-conducteurs montés en surface, et connectés thermiquement au radiateur à travers le circuit imprimé par des inserts métalliques. Ce choix permet l'utilisation de procédés automatisés et offre de belles perspectives industrielles, même si la feuille isolante mérite des recherches supplémentaires pour diminuer son prix, et optimiser la résistance thermique de cette interface.

10. REFERENCES

- [1] S. V. Araujo, P. Zacharias, and R. Mallwitz, "Highly efficient single-phase transformerless inverters for grid-connected photovoltaic systems," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 57, no. 9, pp. 3118–3128, Sep. 2010
- [2] Bin Gu; Dominic, J.; Jih-Sheng Lai; Chien-Liang Chen; LaBella, T.; Baifeng Chen, "High Reliability and Efficiency Single-Phase Transformerless Inverter for Grid-Connected Photovoltaic Systems," *Power Electronics, IEEE Transactions on* , vol.28, no.5, pp.2235,2245, May 2013
- [3] Marz, M., "Thermal management in high-density power converters," *Industrial Technology, 2003 IEEE International Conference on*, vol.2, no., pp.1196,1201 Vol.2, 10-12 Dec. 2003
- [4] A. Bar-Cohen, and W. M. Rohsenow, 1984, "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 116-124.
- [5] Golnoosh M. , " Natural Convective Heat Transfer from Interrupted Rectangular Fins", Thesis submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree of Master of Applied Science, Simon Fraser University, 2012
- [6] R. Remsburg, "Thermal design of Electronic equipment", *CRC Handbook*, 2001
- [7] Aavid Thermalloy. "Effects of Anodization on Radiational Heat Transfer". Internet: <http://www.aavid.com/product-group/extrusions-na/anodize>, accessed May 15, 2014.
- [8] Y. Shabany, "Radiation Heat Transfer from Plate-Fin Heat Sinks" *Proceedings of 24th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SemiTherm 24)*, March 16 - 20, 2008, San Jose, CA, Pages 133 - 137.
- [9] Rea, S. and West, S., "Thermal Radiation from Finned Heat Sinks," *IEEE Transactions on Parts, Hybrids and Packaging*, Vol. PHP-12, No. 2, Juin 1976, pp. 115 – 117
- [10] Lefevre, G.; Rambaud, L.; Foubé, L.; Mollov, S., "Low-cost designs for domestic photovoltaic applications," *Power Electronics and Applications (EPE), 2013 15th European Conference on*, vol., no., pp.1,10, 2-6 Sept. 2013
- [11] S. Song, S. Lee, and V. Au, "Closed-form equation for thermal constriction/spreading resistances with variable resistance boundary condition," *Proc. 1994 IEPS Tech. Conf.*, pp. 111–121, 1994.
- [12] Yovanovich, M. M., Culham, J. R., and Teertstra, P. M., "Analytical Modeling of Spreading Resistance in Flux Tubes, Half Spaces and Compound Disks," *IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology-Part A*, Vol. 21, No. 1, 1998, pp. 168–176..
- [13] B. Heinz, "Heat management of circuit boards", *Technical Report*, Wurth Elektronik.