

OPTIMISATION DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DU RECEPTEUR D'UN GENERATEUR PHOTOVOLTAÏQUE DE HAUTE CONCENTRATION

J. Barrau* (1), L. Tadríst (2), J.I. Rosell (1)

(1) Universitat de Lleida (Espagne), Edifici CREA, C/Pere de Cabrera, s/n

(2) IUSTI, Techn. de Château-Gombert, 5 rue Enrico Fermi – 13453 Marseille Cedex 3
jerome@macs.udl.cat; lounes.tadríst@polytech.univ-mrs.fr, rosell@macs.udl.cat

RESUME

Les systèmes de refroidissement des récepteurs photovoltaïques de haute concentration doivent évacuer des densités de flux énergétiques très élevés et doivent donc présenter une résistance thermique très basse. Les microcanaux et les jets impactants provoquent, dans la direction de l'écoulement du liquide réfrigérant, de grandes variations de températures qui affectent le rendement des récepteurs photovoltaïques de haute concentration et leur comportement mécanique. Dans ce travail, nous présentons l'analyse expérimentale d'un dissipateur hybride jet impactant / microcanaux qui permet d'uniformiser la température des cellules photovoltaïques ainsi que la procédure d'optimisation des prestations du dissipateur par rapport au critère de la production nette du récepteur photovoltaïque, c'est-à-dire, de la puissance produite par les cellules photovoltaïques moins la puissance consommée par le système de refroidissement.

NOMENCLATURE

| | |
|--------------------------|--|
| A_{cellules} | Aire des cellules photovoltaïques (m^2) |
| C_p | Chaleur spécifique ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$) |
| C_s | Concentration solaire |
| k_{Al} | Conductivité thermique de l'aluminium ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) |
| P_B | Puissance de pompage (W) |
| P_{cellules} | Puissance produite par les cellules photovoltaïques (W) |
| P_f | Puissance absorbée par le liquide réfrigérant (W) |
| P_i | Puissance dissipée par les résistances électriques (W) |
| P_{Nette} | Puissance nette du récepteur photovoltaïque (W) |
| $\Delta P_{\text{E-S}}$ | Pertes de pression entre l'entrée et la sortie du dissipateur (Pa) |
| q | Densité superficielle de flux énergétique (W/m^2) |
| q_{cellules} | Puissance électrique produite par les cellules photovoltaïques par unité de surface du récepteur (W/m^2) |
| q_{conc} | Densité superficielle de flux énergétique concentré (W/m^2) |
| Q | Débit de liquide réfrigérant (m^3/s) |
| R | Coefficient de résistance thermique ($\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$) |
| $T_{\text{cellules,m}}$ | Température moyenne des cellules (K) |
| T_E | Température d'entrée du liquide réfrigérant (K) |
| T_S | Température de sortie du liquide réfrigérant (K) |
| T_P | Température moyenne de la surface d'échange (K) |
| ρ | Densité (kg/m^3) |
| η_{cellules} | Rendement des cellules photovoltaïques |

INTRODUCTION

Les systèmes de production d'électricité solaire de haute concentration (de 200 à 1000 soleils-1 soleil = $1000 \text{ W}/\text{m}^2$) sont en constant développement, notamment grâce à l'évolution des cellules

photovoltaïques multicouches qui ont déjà largement dépassé les 30 % de rendement électrique. La grande problématique de ces systèmes est la gestion de la partie des hauts flux énergétiques non transformée en électricité par les cellules photovoltaïques. Celles-ci nécessitent un très bon niveau de refroidissement pour éviter la réduction de leur durée de vie et la diminution de leur rendement. De plus, il est nécessaire, tant vis-à-vis du rendement global du récepteur photovoltaïque que des performances mécaniques de celui-ci, de maintenir une température des cellules la plus uniforme possible. En outre, la récupération de l'énergie thermique transmise par les cellules augmente considérablement le rendement global du système.

Royne *et al.* [1] a démontré que les seules technologies de dissipation capables de gérer les hauts flux thermiques générés dans les systèmes solaires de haute concentration sont celles utilisées dans le domaine de l'électronique de puissance. Il s'agit des micro canaux et des jets impactants, dont la problématique a été décrite dans de nombreux articles ([2], [3], [4], [5], [6]).

Barrau *et al.* [7] ont présenté un nouveau concept de dissipateur hybride jet impactant / microcanaux dont l'objectif est de maintenir les cellules photovoltaïques à des températures les plus basses possibles avec un niveau d'uniformité optimum. L'étude numérique de ce système avait aussi été présentée.

Dans cet article, nous validons tant l'étude conceptuelle que le modèle numérique moyennant une analyse expérimentale du dissipateur. Nous présentons ensuite la procédure d'optimisation du dissipateur en fonction de la production nette du récepteur photovoltaïque.

ANALYSE EXPERIMENTALE

Montage expérimental

Pour valider notre système, nous avons réalisé un prototype expérimental (Figure 1) en Aluminium ($k_{Al} = 237 \text{ W/m.K}$ à 300 K).

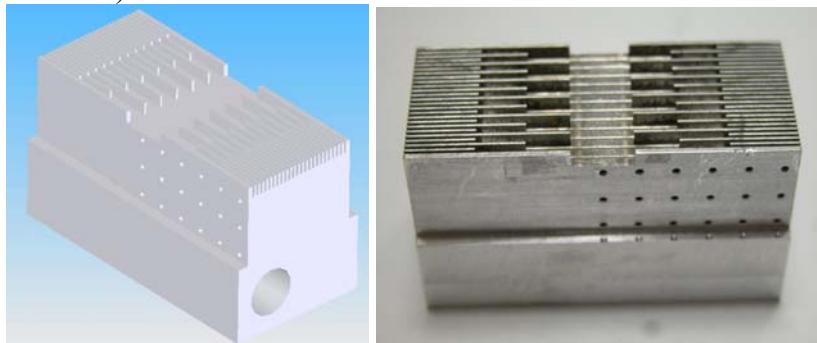


Figure 1. Prototype expérimental

La distribution des ailettes de refroidissement est indiquée à la figure 2. Sur la partie inférieure du dissipateur expérimental, nous avons situé deux emplacements pour insérer des résistances électriques qui simulent l'énergie dissipée par le système à refroidir. La distance entre ces sources d'énergie et la surface sur laquelle se réalise l'échange thermique est de 23 mm, ce qui permet au flux énergétique d'être uniforme au niveau de cette surface.

Les 18 trous de diamètre 1,1 mm observés sur la vue de face sont utilisés pour loger les thermocouples de type K utilisés pour l'analyse de la distribution des températures dans le plan de symétrie longitudinal du dissipateur expérimental.

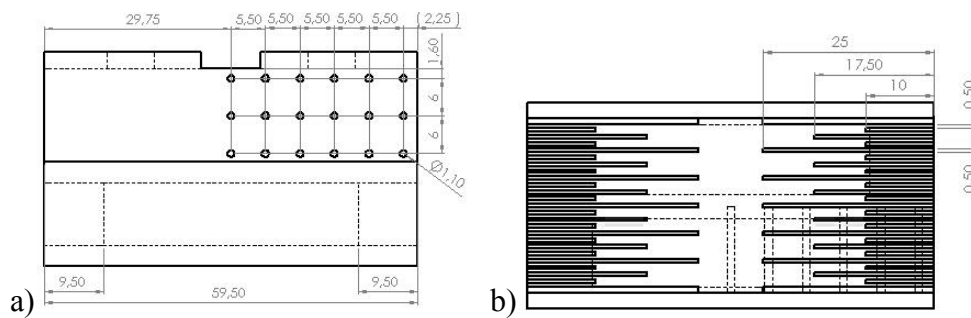


Figure 2. Pièce expérimentale a) Vue de face b) Vue supérieure

Le système de distribution du liquide de refroidissement est disposé sur la partie supérieure du dissipateur (Figure 3). Il est composé de trois volumes :

- Un volume pour l'entrée, qui guide le fluide réfrigérant vers la zone de jet impactant à travers d'une fente réalisée sur le fond de la pièce.
- Deux volumes latéraux, qui récupèrent le fluide à la fin de la zone de microcanaux.

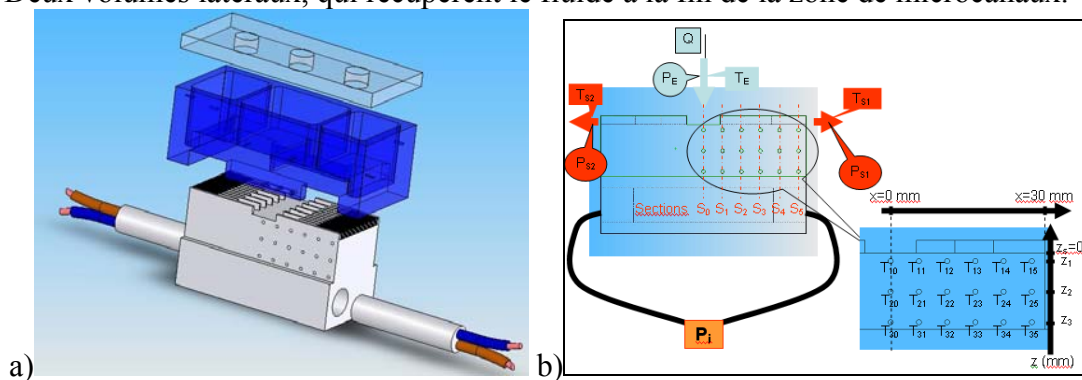


Figure 3. a) Module expérimental b) Paramètres mesurés

Chacun des trois volumes est équipé de capteurs de pression et de température. Le circuit hydraulique alimente le module expérimental en fluide réfrigérant à température, débit et pression constants à travers d'une pompe péristaltique (Figure 4). Le dissipateur expérimental est isolé thermiquement par un support en bakelite et par de la laine de roche.

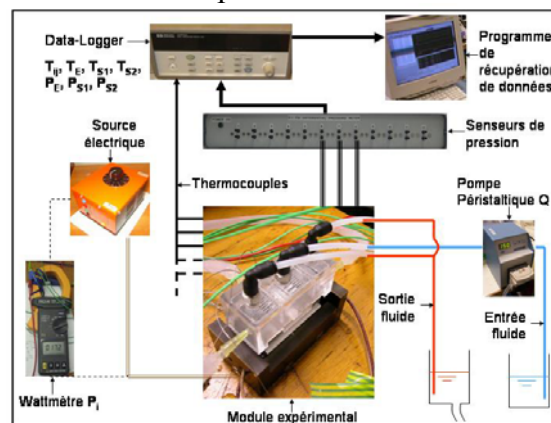


Figure 4. Montage expérimental

Nous utilisons les températures mesurées par la matrice de thermocouples pour déterminer la température du fond du dissipateur moyennant la méthode décrite par Robinson et Schnitzler [8].

Les incertitudes sur les mesures de débit, pression, puissances électriques et températures sont de 2%, 1%, 10 W et 0,2 °C respectivement.

Résultats expérimentaux

Nous avons comparé les écarts de température entre l'entrée et la sortie du fluide mesurés à ceux obtenus pour des bilans énergétiques équilibrés (Equation 1), représentées sur la figure 5 par des lignes continues.

$$P_i = P_f = \rho_{eau} \cdot Cp_{eau} \cdot Q \cdot (T_{S_{eau}} - T_{E_{eau}}) \quad (1)$$

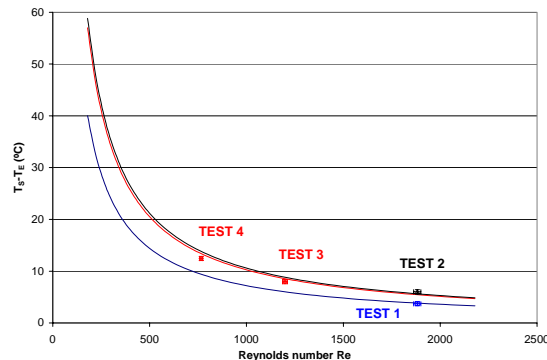


Figure 5. Bilan énergétique

Le coefficient moyen de résistance thermique du dissipateur expérimental, calculé suivant l'équation 2, est présenté dans le tableau 1 pour les quatre séquences de test réalisées.

$$R = \frac{(T_P - T_E)}{q} \quad (2)$$

Tableau 1. Résultats expérimentaux

| Simbole | Unité | TEST 1 | TEST 2 | TEST 3 | TEST 4 |
|------------------|---------------------|----------|----------|----------|----------|
| Q | m ³ /s | 2,07E-05 | 2,07E-05 | 1,32E-05 | 8,42E-06 |
| ΔP_{E-S} | Pa | 702 | 620 | 318 | 223 |
| T_P | °C | 29,9 | 39,5 | 43,1 | 50,5 |
| T_E | °C | 12,35 | 12,35 | 12,6 | 12,7 |
| q | W/cm ² | 21,8 | 32 | 31 | 31 |
| R | m ² .K/W | 8,05E-05 | 8,48E-05 | 9,84E-05 | 1,22E-04 |

Le coefficient de résistance thermique moyen minimum obtenu expérimentalement est de $8,05 \cdot 10^{-5}$ m².K/W. Ce bon niveau de refroidissement est associé à une qualité que nous avons décrite comme essentielle au moment de l'étude conceptuelle et qui est validée par la distribution de la température de notre dissipateur dans le sens de l'écoulement du fluide réfrigérant (Figure 6): Nous observons que la température du dissipateur décroît dans le sens de l'écoulement. Moyennant une procédure d'optimisation du design, il est possible d'obtenir une température constante du fond du dissipateur ou d'autres profils de températures moyennant la variation de la distribution et de la capacité d'extraction de flux thermique suivant les applications.

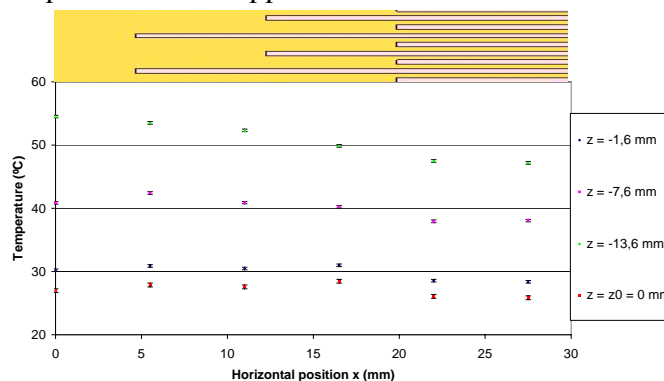


Figure 6. Profils de températures dans le dissipateur. Test 1

VALIDATION DU MODÈLE NUMÉRIQUE

Nous avons validé les résultats du modèle numérique exposé dans l'article de J. Barrau et al. [7] en les comparant avec les résultats expérimentaux (Figure 7a).

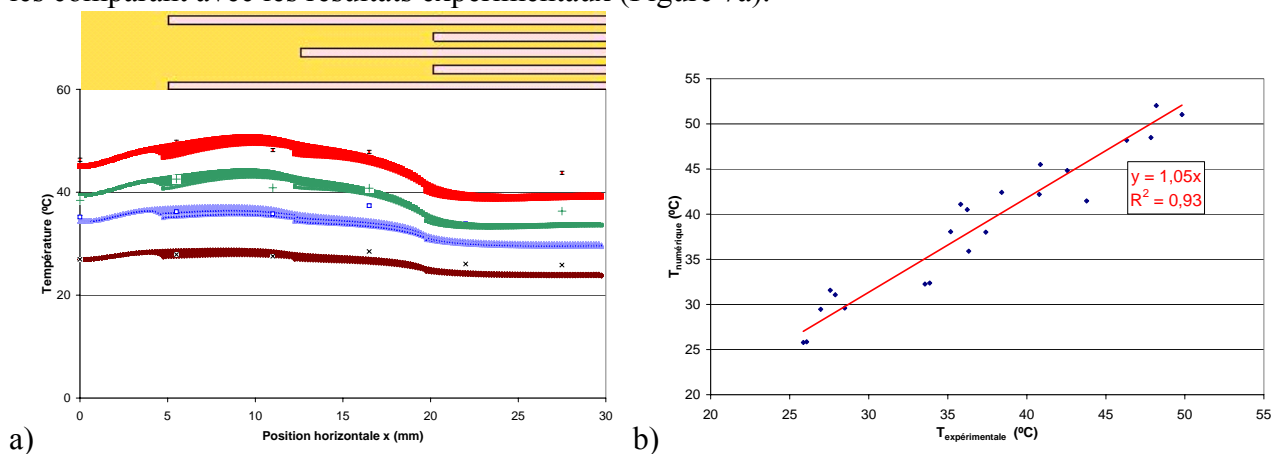


Figure 7. a). Carte de températures sur le fond du dissipateur. Résultats expérimentaux et numériques. b) Corrélation entre les résultats numériques et les mesures expérimentales

Nous obtenons une bonne concordance entre les deux approches. Le coefficient de corrélation entre les mesures expérimentales et les résultats numériques, pour la ligne de tendance qui passe par l'origine des coordonnées, est de 1,05 (Figure 7b), très proche de 1, avec un coefficient de détermination de 0,93.

OPTIMISATION DU DESIGN

Critère d'optimisation

Le coefficient d'échange thermique influe sur la température des cellules photovoltaïques, qui elle-même influe sur leur rendement et donc sur la production électrique du récepteur (Equation 3)

$$P_{cellules} = q_{cellules} \cdot A_{cellules} = q_{conc} \cdot A_{cellules} \cdot \eta_{cellules}(T_{cellules,m}) \quad (3)$$

Par ailleurs les pertes de pression influent sur la puissance de pompage nécessaire pour le fonctionnement du système hydraulique du dissipateur (Equation 4)

$$P_B = \Delta P_{E-S} \cdot Q \quad (4)$$

Ces deux puissances nous permettent de définir le critère d'optimisation du design pour un dissipateur appliqué à un récepteur photovoltaïque de haute concentration, la puissance nette produite par les cellules photovoltaïques (Equation 5).

$$P_{Nette} = P_{cellules} - P_B \quad (5)$$

Optimisation

Moyennant notre modèle numérique validé expérimentalement, nous avons réalisé une étude de sensibilité. Nous observons une croissance des pertes de pression en fonction du nombre de Reynolds supérieure à celle du coefficient d'échange thermique moyen (Figure 8a).

Dans ces conditions il existe un numéro de Reynolds optimum pour lequel la puissance nette est maximum. Pour une concentration solaire de 1905 soleils (Figure 8b), le nombre de Reynolds optimum se situe autour de 20000.

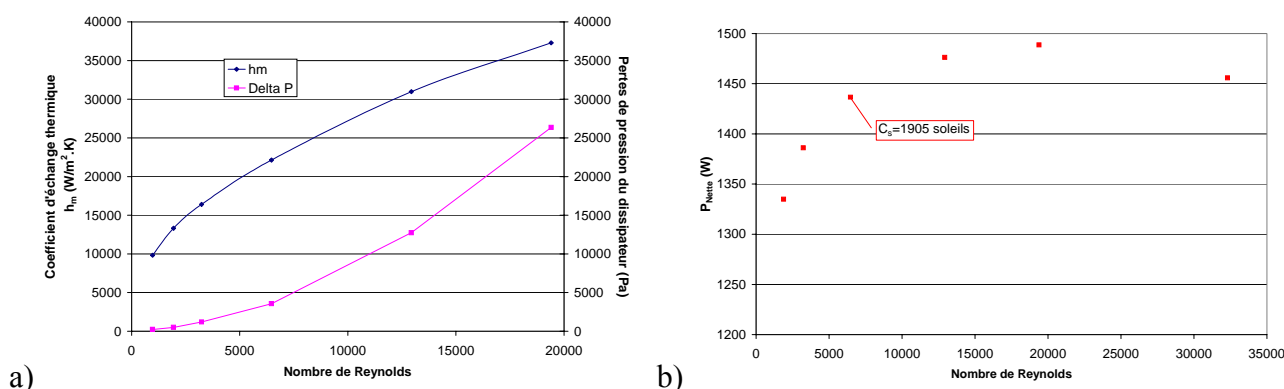


Figure 8. a) Evolution du coefficient d'échange thermique et des pertes de pression en fonction du nombre de Reynolds. b) Puissance nette du récepteur photovoltaïque. ($C_s=1905$ soleils)

Pour des nombres de Reynolds supérieurs, la puissance produite par les cellules photovoltaïques est supérieure, mais la forte croissance de la puissance de pompage implique que la puissance nette soit inférieure.

CONCLUSION

La possibilité d'adapter la distribution de la capacité d'extraction de flux thermique en fonction des besoins de l'application est une caractéristique importante pour son application dans les récepteurs photovoltaïques de haute concentration, mais aussi pour d'autres applications comme l'électronique de puissance. L'optimisation de notre dissipateur en fonction de la puissance nette produite par le récepteur photovoltaïque nous a permis de mettre en évidence un nombre de Reynolds optimum pour lequel la puissance nette produite par le récepteur photovoltaïque est maximum. L'étude de sensibilité nous permettra d'étendre cette procédure d'optimisation à d'autres paramètres. Celle en relation au critère de l'uniformité de température de l'objet à refroidir est particulièrement intéressante. En effet, les dissipateurs disponibles sur le marché, comme par exemple les microcanaux, ne peuvent améliorer cette caractéristique qu'en augmentant le débit de liquide réfrigérant alors que notre système peut aussi le faire en modifiant sa géométrie interne.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. A. Royne, C. J. Dey, D. R. Mills, 2005, Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination : a critical review. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 86, 451-483.
2. J. H. Ryu, D. H. Choi, S. J. Kim, 2002, Numerical optimization of the thermal performance of a microchannel heat sink. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 2823-2827.
3. S. V. Garimella, V. Singhal, 2004. Single-phase flow and heat transport and pumping considerations in microchannel heat sinks. *Heat Transfer Engineering*, vol. 25, pp. 15-25.
4. S. G. Kandlikar, A. V. Bapat, 2007, Evaluation of jet impingement, spray and microchannel chip cooling options for high heat flux removal. *Heat Transfer Engineering*, vol. 28, pp. 911-923.
5. D. Lee, K. Vafai, 1999, Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1555-1568.
6. A. Royne, C. J. Dey, 2006, Effect of nozzle geometry on pressure drop and heat transfer in submerged jet arrays. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 800-804.
7. J. Barrau, L. Tadrist, M. Ibañez, 2007, Système de refroidissement d'un récepteur de système photovoltaïque de haute concentration. *JITH 2007, Albi, France, 28-30 Août 2007*.
8. A. Robinson, E. Schnitzler, 2007, An experimental investigation of free and submerged miniature liquid jet array impingement heat transfer. *Exp. Thermal and Fluid Science*, vol. 32, pp. 1-13.