

Étude expérimentale d'un concentrateur solaire parabolique à génération directe de vapeur alimentant une centrale de micro-cogénération

Jean-Louis BOUVIER^{1,2}, Ghislain MICHAUX¹, Patrick SALAGNAC^{1*}

¹ LaSIE, Université de La Rochelle, Av. M. Crépeau, 17042 La Rochelle Cedex 1

² Exoès, 6 Avenue de la Grande Lande, ZI Bersol, 33170 Gradignan

* (auteur correspondant : patrick.salagnac@univ-lr.fr)

Résumé - Une campagne de mesures expérimentales a été menée sur un concentrateur solaire cylindro-parabolique alimentant une centrale de micro-cogénération. Le concentrateur fonctionne en génération directe de vapeur d'eau. Les performances du concentrateur sur « une journée type » sont présentées ainsi qu'une estimation du rendement de l'installation obtenue pour différentes conditions météorologiques et de fonctionnement.

Nomenclature

A	superficie d'entrée, m^2	<i>Symboles grecs</i>	
a_1	coefficient de perte thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	η	rendement
a_2	dépendance à la température du coefficient de perte thermique, $W.m^{-2}.K^{-2}$	<i>Indices et exposants</i>	
G	irradiance solaire directe normale $W.m^{-2}$	0	optique
h	enthalpie $J.kg^{-1}$	ext	extérieure
\dot{m}	débit, $kg.s^{-1}$	c	concentrateur
P	puissance, W	f	fluide
T	température, $^{\circ}C$	l	tuyauterie
		m	moyenne
		s	surchauffeur

1. Introduction

La cogénération consiste à produire simultanément de la chaleur et de l'électricité. En Europe, on parle de micro-cogénération lorsque la puissance électrique produite est inférieure à 50 kW [1]. Cette plage de puissance fait qu'elle est particulièrement adaptée au secteur du bâtiment où il y a un besoin à la fois de chaleur et d'électricité. L'intérêt majeur de cette technologie est qu'elle présente un meilleur rendement à la fois énergétique et exergetique par rapport à une production séparée d'électricité et de chaleur. La micro-cogénération est possible à partir de différentes sources d'énergie primaire : fuel ou gaz naturel, hydrogène, bois ou solaire. L'utilisation de sources renouvelables permet de réduire la consommation mais aussi les émissions en CO₂ des bâtiments. Avec des sources d'énergies conventionnelles (bois, gaz, fuel), il est possible de couvrir intégralement les besoins en chaleur d'un bâtiment et de produire une partie de l'électricité consommée [2].

Le prototype développé dans le cadre du projet MICOSOL comporte un concentrateur solaire cylindro-parabolique associé à un moteur à vapeur fonctionnant suivant un cycle de Hirn (cycle de Rankine avec surchauffe). L'originalité de ce projet est la génération directe de vapeur au sein du concentrateur [3] couplée à un moteur à piston monocylindre (Figure 1). Ce type de moteur a été choisi pour sa robustesse. Il permet notamment de travailler en vapeur saturée contrairement à une turbine.

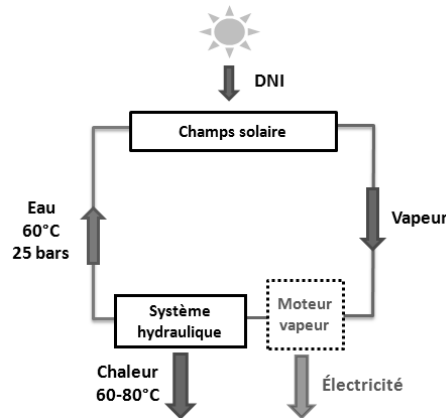


Figure 1 : Schéma du système de micro-cogénération

Le principe de fonctionnement est le suivant : de l'eau déminéralisée entre dans le concentrateur à une pression comprise entre 10 et 30 bars, avec un débit compris entre 20 et 40 kg.h⁻¹. Sous l'effet de l'ensoleillement, l'eau est vaporisée sous forme de vapeur surchauffée ou saturée à une température comprise entre 180 et 250°C. Cette vapeur est ensuite détendue au sein du moteur puis condensée. La chaleur récupérée lors de la condensation est cédée à un circuit de refroidissement qui permet, à l'aide d'un aérotherme, de simuler la charge thermique d'un bâtiment (chauffage et production d'ECS). La puissance thermique produite est de l'ordre de 20 kW pour 3 kW électrique. La première étape de l'étude du système de micro-cogénération, qui fait l'objet du présent article, est la caractérisation du champ solaire. Pour ce faire, le moteur a été court-circuité.

Le champ solaire se distingue par son système de suivi deux axes (azimutal et zénithal) et ses dimensions réduites : 46,5 m² de surface d'ouverture solaire. Ce système de suivi permet d'optimiser l'apport solaire en garantissant un angle d'incidence nul.

La génération de vapeur directe a été largement étudiée pour des systèmes de puissance élevée [4, 5, 6]. En revanche, les expérimentations pour de faibles surfaces de champ solaire sont rares, en particulier pour la technologie cylindro-parabolique. La particularité principale liée à une surface réduite, par rapport à une installation de grande taille, est le faible débit de fluide requis pour produire de la vapeur. Ce débit réduit entraîne un comportement dynamique différent. On citera notamment Almenza *et al.* [7] qui ont évalué le rendement d'une installation (36,3 m² d'ouverture solaire) à 42 % pour de la vapeur saturée à 130°C mais, qui ont observé des problèmes de dilatation des tubes absorbeurs entraînant une destruction de l'enveloppe en verre. On peut aussi citer Kalogirou *et al.* [8] qui ont obtenu un rendement de 48,9 % pour une température moyenne de collecteur de 100°C avec un système à vaporisation instantanée (flash) et une surface de 3,5 m².

L'objectif de cette étude est la caractérisation expérimentale du concentrateur cylindro-parabolique utilisé dans le cadre du projet MICOSOL. Dans cet article, nous présentons le prototype qui a servi à réaliser les essais. Par la suite, les résultats expérimentaux obtenus pour une journée ensoleillée sont décrits et analysés. Enfin, une caractérisation du rendement en fonction de la différence de température réduite (T_m^*) est présentée.

2. Prototype expérimental et métrologie

Le prototype expérimental est composé de quatre éléments : un champ solaire, un surchauffeur électrique, un système hydraulique et une boucle de refroidissement (Figure 3). Le champ solaire est constitué de deux rangées de concentrateurs cylindro-paraboliques situés sur une structure permettant un suivi deux axes (Figure 2). Les deux lignes de 12 mètres sont connectées en série afin d'obtenir un titre de vapeur important en sortie. Elles sont constituées

d'un tube absorbeur en inox recouvert d'un revêtement sélectif et inséré dans un tube de verre. L'espace entre ces deux tubes est constitué d'air à la pression atmosphérique. Les réflecteurs sont des miroirs composés d'une couche réfléchissante collée sur un matériau composite. Le facteur de concentration géométrique, défini comme le rapport entre la surface d'ouverture et d'absorbeur, est de 18,1 [9].

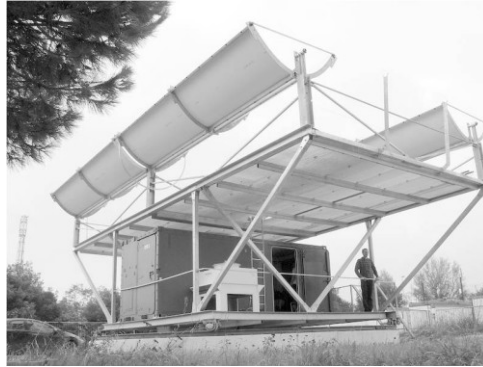


Figure 2 : Vue extérieure du prototype

Un surchauffeur de 5 kW a été ajouté au système afin de s'assurer que le fluide en entrée du condenseur soit bien à l'état de vapeur surchauffée. En mesurant la température et la pression, il est dans ce cas possible de connaître l'enthalpie, ce qui n'est pas le cas pour de la vapeur saturée. Ainsi, l'enthalpie et la qualité de la vapeur en sortie du concentrateur peuvent être déterminées à partir du débit, de la puissance du surchauffeur et en connaissant les pertes thermiques dans la tuyauterie. La boucle de refroidissement permet de réguler la température en entrée du champ solaire de 35 à 70°C avec un débit nominal (\dot{m} 11) de 800 kg.h⁻¹.

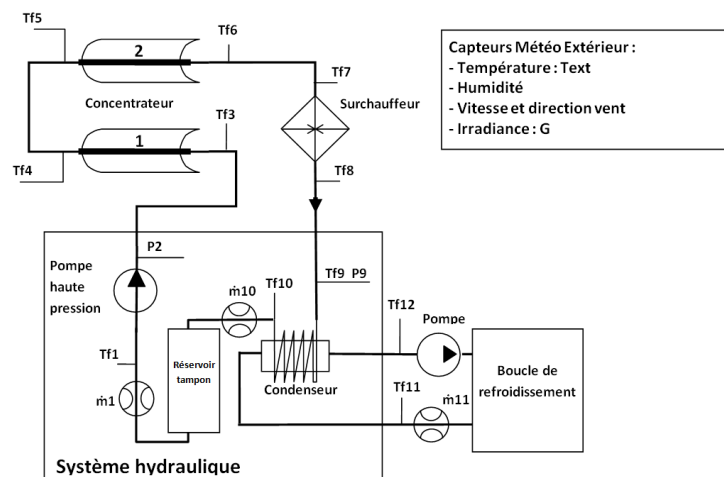


Figure 3 : Schéma du prototype

L'instrumentation mise en place permet le suivi des conditions météorologiques (direction et vitesse du vent, irradiance directe normale (DNI) et température), ainsi que de l'évolution des températures, pressions et débits du fluide en différents points du prototype (Figure 3).

Le DNI est mesurée à l'aide d'un pyrhéliomètre positionné directement sur le concentrateur. La vitesse du vent est mesurée par un anémomètre à coupelles pourvu d'un disque optique à 32 crans. Pour la direction du vent, un capteur à effet hall est utilisé. La température extérieure est donnée par un capteur à résistance de platine (PT100).

Des thermocouples de type K ont été positionnés à l'entrée et à la sortie de chaque ligne d'absorbeurs et aux extrémités du surchauffeur (Tf3, Tf4, Tf5, Tf6, Tf7 et Tf8). Des capteurs

à résistance de platine (PT100) ont été utilisés pour mesurer les températures au niveau du condenseur (Tf11 et Tf12).

Les capteurs de débit utilisés sont de deux types : les premiers fonctionnent sur le principe de la turbine dont la vitesse est mesurée à l'aide d'un capteur à effet hall ($\dot{m}1$ et $\dot{m}10$), le dernier fonctionne quant à lui sur le principe de l'effet vortex ($\dot{m}11$).

Des capteurs de pression à jauge de contrainte ont été installés à l'entrée et à la sortie du système hydraulique (P2 et P9).

Les puissances électriques consommées par la boucle de refroidissement, le surchauffeur, le système hydraulique et le système de suivi solaire sont mesurées par des compteurs électroniques.

L'étalonnage des différents capteurs et le calcul d'incertitude s'est fait en suivant les recommandations données par le GUM [10]. Les incertitude-types ainsi obtenues pour les différents capteurs utilisés sont données dans le tableau 1.

Capteur	Incertitude-type
Tf11, Tf12	0,19°C
Tf3, Tf4, Tf5, Tf6, Tf7, Tf8 (T < 375°C)	1,9°C
$\dot{m}10, \dot{m}1$	0,36 kg.h ⁻¹
$\dot{m}11$	0,6 kg.min ⁻¹
P2, P9	0,36 bar
Irradiance, G	1,2 %
Température extérieure, T _{ext}	0,12°C
Puissance électrique consommée, P	0,6 – 0,9 %

Tableau 1 : Incertitude de mesure des capteurs

3. Méthode d'évaluation du rendement expérimental

Le rendement thermique du concentrateur s'exprime comme suit :

$$\eta_c = \frac{P_c}{G.A} \quad (1)$$

où P_c est la puissance thermique produite par le concentrateur :

$$P_c = \dot{m}_1 (h_6 - h_3) \quad (2)$$

Si la vapeur en sortie du concentrateur est saturée, alors l'enthalpie h_6 doit être recalculée :

$$h_6 = h_9 - \frac{P_s - P_l}{\dot{m}_1} \quad (3)$$

où P_s est la puissance du surchauffeur et P_l les pertes thermiques en ligne, dans la tuyauterie comprise entre les points 6 et 7, d'une part, et entre les points 8 et 9, d'autre part (Figure 3).

Si la vapeur en entrée du condenseur est saturée, l'enthalpie h_9 peut être évaluée en négligeant les pertes thermiques au niveau du condenseur et en supposant le régime stabilisé :

$$\dot{m}_{10} (h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11}) \quad (4)$$

4. Résultats et discussion

Les résultats obtenus sur une journée d'été ensoleillée ainsi que le rendement évalué au cours de plusieurs essais en régime stabilisé sont présentés dans les parties suivantes.

4.1. Journée d'été

Sur la Figure 4 sont représentés les évolutions de températures, pression et débit du fluide circulant dans le concentrateur pour un essai expérimental mené sur une journée complète en été (24 septembre 2013) avec un débit et une température d'entrée quasiment constants, respectivement de $30 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ et 48°C .

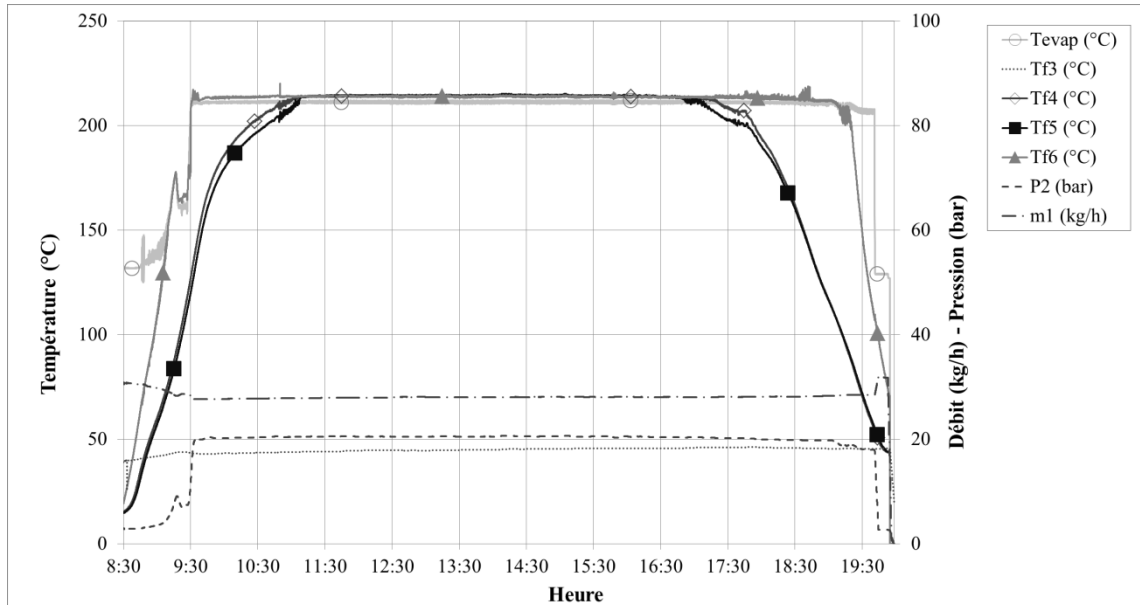


Figure 4 : *Température, pression et débits du fluide*

Après démarrage de l'installation (au bout d'une heure environ), la consigne de pression a été fixée à 20 bars. On observe alors une nette augmentation de la température d'évaporation (T_{evap}) qui est directement liée à la pression. On remarque que la sortie du concentrateur reste à l'état de vapeur saturée ($T_{\text{f6}} = T_{\text{evap}}$) dès une heure après le démarrage, et ce jusqu'à 19h20, même si la sortie de la première ligne (à T_{f4}) est à l'état liquide.

Le faible écart de température observé entre la sortie de la première ligne (T_{f4}) et l'entrée de la seconde (T_{f5}) est dû aux pertes thermiques dans la tuyauterie entre les deux lignes.

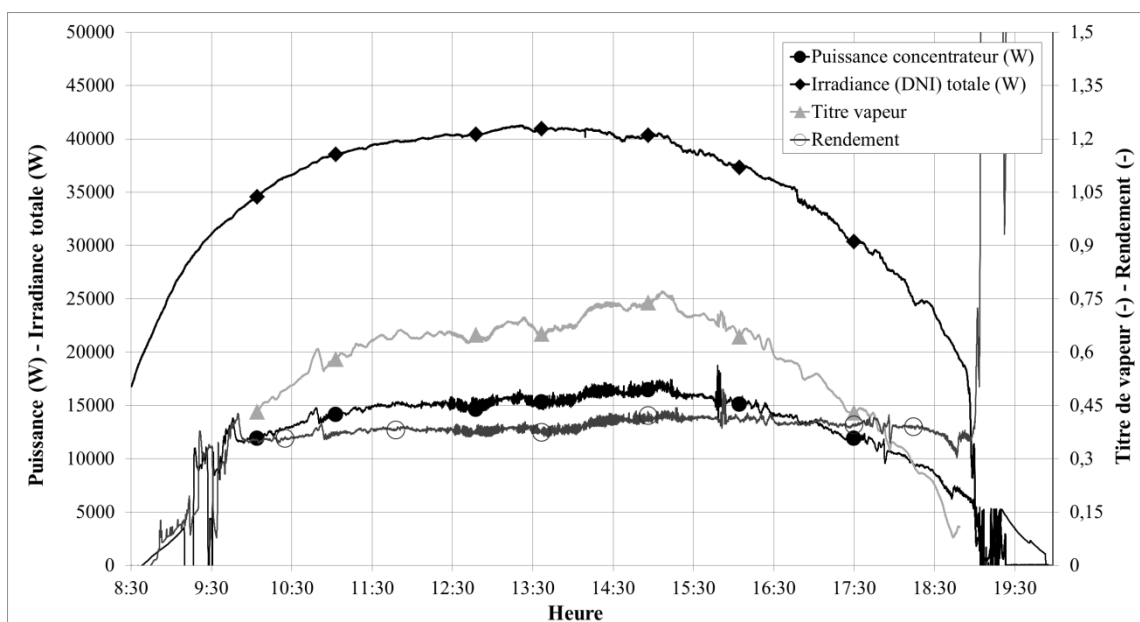


Figure 5 : *Irradiance totale (DNI), rendement instantané, titre de vapeur et puissance*

La puissance instantanée du concentrateur a été déterminée à partir de la puissance au condenseur (équation 3). Sur la Figure 5, on peut observer que cette dernière, tout comme le rendement, augmente avec l'irradiance mais montre une légère irrégularité entre 12h30 et 14h. On remarque également que bien que la température de sortie soit fixe, le titre de vapeur suit l'évolution de l'irradiance au cours de la journée.

La consommation électrique des auxiliaires est présentée par le tableau 2 où il peut être noté la faible consommation du système de suivi.

Pour un système classique de production d'électricité, la chaleur est un résidu qu'il faut évacuer (poste consommant le plus d'énergie dans notre cas d'après le Tableau 2). Un des avantages de la micro-cogénération est d'économiser cette consommation électrique en substituant le système de production d'ECS et de chauffage du bâtiment à la boucle de refroidissement.

<i>Auxiliaire</i>	<i>Consommation (W)</i>
Système de suivi	124 ± 2
Système hydraulique	396 ± 5
Boucle de refroidissement	408 ± 7

Tableau 2 : *Consommation électrique moyenne des auxiliaires*

4.2. Caractérisation du rendement du concentrateur

Le rendement d'un collecteur solaire est classiquement défini comme suit [11] [12] [13] [14] :

$$\eta_c = \eta_0 - a_1 T_m^* - a_2 G (T_m^*)^2 \quad (5)$$

où T_m^* est la différence de température réduite définie par :

$$T_m^* = \frac{T_m - T_{ext}}{G} \quad (6)$$

T_m étant la température moyenne dans le concentrateur :

$$T_m = \frac{T_{f_6} + T_{f_3}}{2} \quad (7)$$

Le terme η_0 caractérise le rendement optique (réflectivité des miroirs, transmittance du tube en verre, absorptance de l'absorbeur, erreur de suivi...). Le terme a_1 est défini comme le coefficient de perte thermique à $T_m = T_{ext}$ et a_2 comme la dépendance à la température du coefficient de perte thermique [11].

Des essais en régime permanent ont été menés avec un débit de 28 kg.h⁻¹ +/- 10%, la température extérieure étant comprise entre 20,8°C et 29,7 °C, l'irradiance (DNI) entre 724 et 925 W.m⁻² et la pression moyenne entre 12,8 et 25 bars. Le débit du fluide étant faible au regard du volume dans les absorbeurs (18 litres) et de la masse des tubes (29 kg), le régime permanent a été relativement long à obtenir (environ une heure). Le résultat est présenté par la Figure 6. Sur les périodes considérées, la sortie de la première ligne d'absorbeurs était toujours à l'état de vapeur saturée.

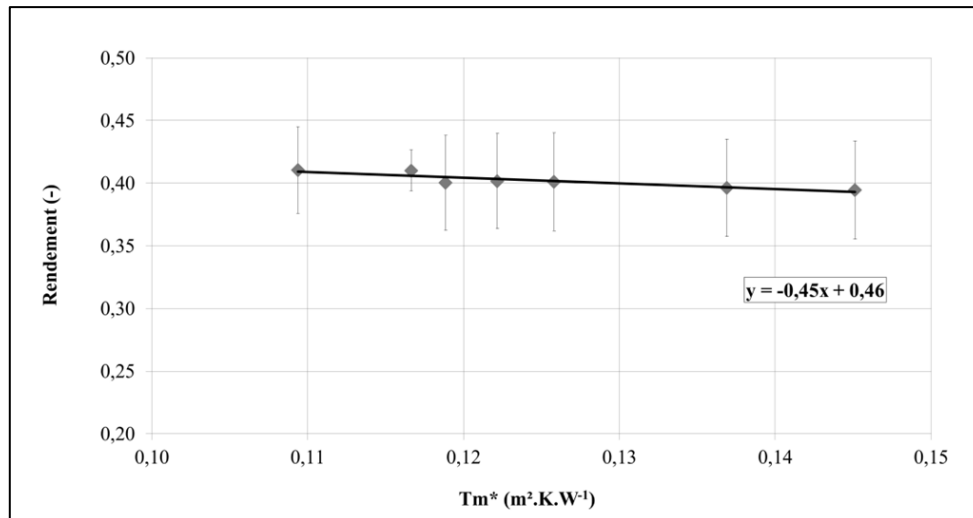


Figure 6 : Rendement du concentrateur en fonction de la température réduite T_m^*

D'après les résultats, on observe une faible variation du rendement (autour de 40%). Ceci s'explique par la faible plage de valeurs de T_m^* correspondant aux essais réalisés. En effet, dans les systèmes classiques, le débit d'essai et d'utilisation est de l'ordre de $0,02 \text{ kg.s}^{-1}$ par m^2 de surface d'ouverture [11]. La conséquence de ce débit important est que l'écart entre l'entrée et la sortie du collecteur est faible (inférieur à 20°C). Pour des conditions d'essais (irradiance et température extérieure) similaires, la différence de température réduite T_m^* (équation 6) est alors fortement dépendante de la température d'entrée. En faisant varier cette dernière, il est donc possible d'obtenir de nombreuses valeurs de T_m^* [14]. Dans notre cas, le débit maximum d'utilisation est 100 fois plus faible, la différence entre les températures de sortie et d'entrée, et donc la température moyenne T_m (équation 7), seront toujours élevées. Cette conclusion conduit à deux limitations des essais effectués. La première est que le rendement ne peut être évalué que sur une plage réduite de T_m^* car les différents essais doivent se faire à un débit et une irradiance similaires [11]. La seconde est que l'évaluation séparée du rendement optique η_0 n'est pas possible car cette mesure doit se faire à $T_m = T_{\text{ext}}$.

Sur cette faible plage de valeurs de T_m^* (de 0,11 à 0,15 $\text{K.m}^2.\text{W}^{-1}$), l'évaluation du rendement à l'ordre 1 (a_2 négligé) donne un coefficient a_1 égal à $0,45 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$. En utilisant les résultats d'essais de Dudley *et al.* sur un absorbeur analogue et pour des valeurs de T_m^* équivalentes (entre 0,02 et 0,18 $\text{K.m}^2.\text{W}^{-1}$), a_1 vaut $0,42 \text{ W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ [15], soit une valeur du même ordre de grandeur.

5. Conclusion

Nous avons étudié les performances thermiques d'un concentrateur cylindro-parabolique à génération directe de vapeur et bénéficiant d'un système de suivi deux axes. La production de vapeur est régulière pour une journée ensoleillée. Des essais en régime permanent ont permis d'obtenir un rendement de l'ordre de 41%, valeur en accord avec la littérature pour des systèmes de ce type. Le rendement décroît lorsque la différence de température réduite T_m^* augmente, mais cette variation demeure relativement limitée dans les conditions testées (du fait du faible débit inhérent au système). Ces essais de caractérisation seront utilisés par la suite pour la régulation du moteur à vapeur qui est la prochaine étape de l'étude de la centrale MICOSOL.

Références

- [1] EU, “Official Journal of the European Union, publication L315, volume 55.,” Nov. 2012.
- [2] M. Dentice d’Accadia, M. Sasso, S. Sibilio, and L. Vanoli, “Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 10, pp. 1247–1259, juillet 2003.
- [3] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, “Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode,” *Solar Energy*, vol. 80, no. 1, pp. 1–17, Jan. 2006.
- [4] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinländer, and L. Valenzuela, “Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs,” *Solar Energy*, vol. 74, no. 4, pp. 341–351, avril 2003.
- [5] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Pérez, “Parabolic-trough solar collectors and their applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 7, pp. 1695–1721, Sep. 2010.
- [6] D. Krüger, J. Krüger, Y. Pandian, B. O’Connell, J. F. Feldhoff, R. Karthikeyan, S. Hempel, K. Muniasamy, T. Hirsch, M. Eickhoff, and K. Hennecke, “Experiences with Direct Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant,” in *Proceedings of the 18th SolarPACES Conference*, Marrakech, Morocco, 2012.
- [7] R. Almanza, A. Lentz, and G. Jiménez, “Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs,” *Solar Energy*, vol. 61, no. 4, pp. 275–278, Oct. 1998.
- [8] S. Kalogirou, S. Lloyd, and J. Ward, “Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system,” *Solar Energy*, vol. 60, no. 1, pp. 49–59, Jan. 1997.
- [9] CEN, *European standard EN ISO 9488:2000, Solar energy - Vocabulary*. 2000.
- [10] I. BIPM, I. IFCC, and I. IUPAC, *Évaluation des données de mesure – Guide pour l’expression de l’incertitude de mesure*. 2008.
- [11] CEN, *European standard EN12975-2:2001, Solar thermal systems and components-Solar collectors – Part 2*. 2001.
- [12] B. Perers, “An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression,” *Solar Energy*, vol. 59, no. 4–6, pp. 163–178, Apr. 1997.
- [13] S. Fischer, E. Lüpfert, and H. Müller-Steinhagen, “Efficiency testing of parabolic trough collectors using the quasi-dynamic test procedure according to the European Standard EN 12975,” in *Proceedings of the 13th SolarPACES Conference*, Seville, Spain, 2006.
- [14] N. Janotte, S. Meiser, D. Krüger, E. Lüpfert, R. Pitz-Paal, S. Fischer, and H. Müller-Steinhagen, “Quasi-dynamic analysis of thermal performance of parabolic trough collectors,” in *Proceedings of the 15th SolarPACES Conference*, Berlin, Germany, 2009.
- [15] V. E. Dudley, G. J. Kolb, A. R. Mahoney, T. R. Mancini, C. W. Matthews, M. Sloan, and D. Kearney, “Test results: SEGS LS-2 solar collector,” Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), 1994.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier la Région Poitou-Charentes et le FEDER pour leur contribution financière ainsi que les sociétés Exosun (www.exosun.net) en charge de la structure et des concentrateurs cylindro-paraboliques et Exoès (www.exoes.com) en charge du système hydraulique et du moteur à vapeur.