

Approche innovante de refroidissement sec et de production d'eau pour centrale électrosolaire thermodynamique à cycle de Rankine.

Harold ESPARGILLIERE^{1*}, Régis OLIVES¹, Jean-Marie MANCAUX¹, Aurélien CANIZARES², Leire del CAMPO², Domingos De SOUSA MENESES², Patrick ECHEGUT², Xavier PY¹

¹Laboratoire PROcédés Matériaux et Energie Solaire (PROMES)

Tecnosud, Rambla de la thermodynamique – 66100 Perpignan

Université de Perpignan UPVD, 52 avenue Paul Alduy, 66860 Perpignan Cedex

²Conditions Extrêmes et Matériaux: Haute Température et Irradiation (CEMHTI)

1D avenue de la Recherche Scientifique – 45071 Orléans Cedex 2

Université d'Orléans, Polytech Orléans, Avenue du Parc Floral, BP 6749, 45067 Orléans Cedex 2

* (auteur correspondant : harold.espargilliere@promes.cnrs.fr)

Résumé - Identifié comme un verrou technologique majeur, le refroidissement du cycle thermodynamique des centrales solaires à concentration induit à ce jour de fortes consommations d'eau ou d'électricité. Une approche innovante consiste à utiliser le champ solaire de la centrale comme macro-échangeur de chaleur exploitant les transferts convectif et radiatif avec son environnement. La surface d'échange disponible permettrait ainsi d'évacuer la chaleur de condensation sans consommation d'eau, de sous refroidir le cycle en dessous de la température sèche, voire même de produire de l'eau par condensation nocturne de l'humidité de l'air.

Nomenclature

<i>CSP</i>	Concentrating Solar Power	λ	conductivité thermique du fluide caloporteur, $W.m^{-1}.K^{-1}$
<i>AIE</i>	Agence Internationale de l'Energie	ρ	coefficient de réflectivité
<i>SEGS</i>	Solar Energy Generating Systems	α	coefficient d'absorption
<i>Nu</i>	nombre de Nusselt	ε	coefficient d'émissivité
<i>Ra</i>	nombre de Rayleigh	β_{perf}	critère de performance, %
<i>Pr</i>	nombre de Prandtl	$\beta_{sélec}$	critère de sélection, %
<i>l</i>	largeur d'un miroir, <i>m</i>	<i>Indices et exposants</i>	
h_{ext}	coefficient convection externe, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>e</i>	électrique
P_{rad}	puissance dissipé par radiation, <i>MW</i>	<i>th</i>	thermique
<i>Symboles grecs</i>		<i>m</i>	miroir
θ	angle d'inclinaison des miroirs, °		

1. Introduction

Selon une récente analyse de cycle de vie [1], les technologies actuelles de refroidissement des centrales solaires à concentration (CSP) ne sont pas toujours au niveau environnemental requis. Leur principal point faible est leur consommation d'eau trop importante [1], nécessaire pour refroidir leur cycle thermodynamique de Rankine, récemment clairement identifié par les experts internationaux de l'AIE comme l'un des principaux verrous de ces technologies [2]. A titre d'exemple, les centrales cylindro-paraboliques SEGS aux Etats-Unis consomment en moyenne depuis 30 ans pour 1 million de dollars d'eau par an [3].

En effet, pour chaque MW_e produit, plus de $2 MW_{th}$ à $60^\circ C$ doivent être dissipés dans l'environnement. Actuellement, cette chaleur fatale du cycle thermodynamique est évacuée, soit à l'aide d'une tour humide responsable d'une forte consommation d'eau ($3,7 m^3/MWh$ produit, soit environ 95% de la consommation totale de la centrale [3]), soit à l'aide d'aérothermes responsables d'une baisse de rendement du cycle de l'ordre de 3 à 7%,

induisant un surcoût de l'électricité produite d'environ 10% [4]. Il existe aussi des systèmes hybrides qui ne résolvent que partiellement cet ensemble de problèmes.

Une nouvelle approche consiste à utiliser le champ solaire de la centrale comme macro-échangeur de chaleur avec trois puits thermiques environnants à une centrale CSP que nous avons identifié: le sol, l'air ambiant et l'espace extra-atmosphérique. Des travaux précédents ont déjà portés sur la dissipation de chaleur dans le sol par sondes géothermiques [5,6]. Nous nous intéressons donc, dans le cadre de cette présentation, à la dissipation de chaleur via une surface d'échange considérable (plusieurs hectares) disponible de jour comme de nuit pour des échanges thermiques couplés avec l'air ambiant entre 0 et 45°C (convection mixte pour le refroidissement) et avec l'espace extra-atmosphérique à 3K (effet radiatif pour le sous-refroidissement).

Afin de donner une estimation des puissances dissipées avec l'air et l'espace, nous avons choisi d'appliquer ces transferts thermiques couplés à la centrale PE1 à Seville qui est l'une des références industrielles des centrales linéaires Fresnel dans le monde. Nous notons sur la Figure 1, la configuration de la centrale ainsi que les paramètres utiles aux calculs des puissances thermiques dissipées dont les valeurs sont reportées dans le Tableau 1.

Un système innovant de circulation de fluide caloporteur en face arrière des miroirs a été conçu afin d'optimiser la répartition de la chaleur sur toute leur surface et permettant de maximiser les échanges thermiques avec l'extérieur. Il est particulièrement applicable aux centrales solaires de type linéaires Fresnel [7].

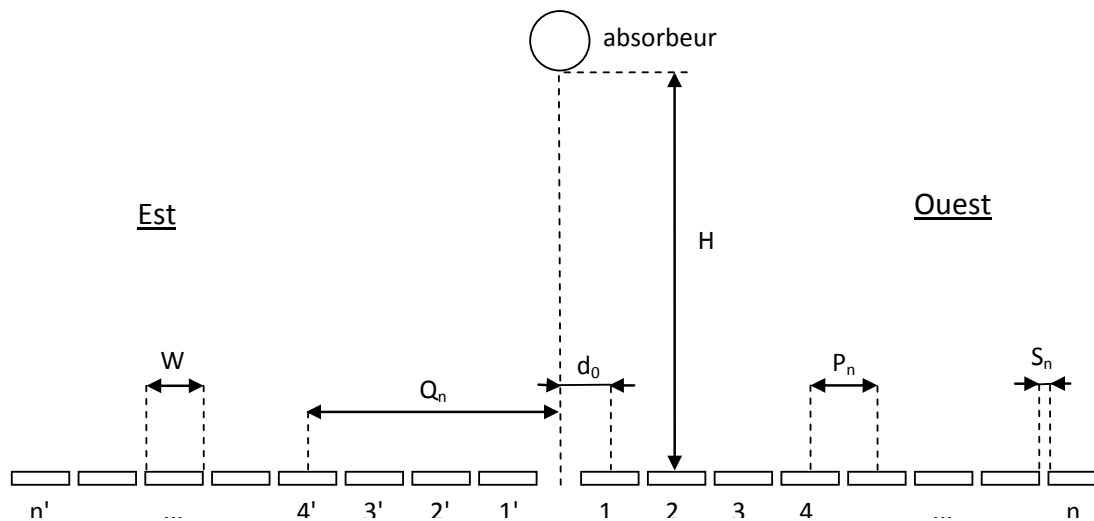


Figure 1: Configuration de la centrale CSP Fresnel PE1

Paramètres	Noms	Valeurs	Unités
W	Largeur d'un miroir	1,43	[m]
d_0	Distance entre la normale à l'absorbeur et le 1 ^{er} miroir ($S_n + W/2$)	1,695	[m]
H	Hauteur de l'absorbeur	7,4	[m]
P_n	Distance inter-axe entre deux miroirs consécutifs ($S_n + W$)	2,41	[m]
S_n	Distance entre deux extrémités de miroirs consécutifs	0,98	[m]
Q_n	Distance entre l'axe du miroir n et l'absorbeur	-	[m]
γ_s	Azimuth solaire	-	[°]
n (n')	Nombre de miroir coté Ouest (coté Est)	8	-
i (i')	Numéro du miroir coté Ouest (coté Est)	$1 < i < 8$	-

Tableau 1 : Valeurs des paramètres de la centrale CSP Fresnel PE1

2. Estimation des puissances convectives

L'échange thermique avec l'air ambiant concerne essentiellement la problématique de refroidissement du cycle thermodynamique. Présent de jour comme de nuit, il résulte d'une convection mixte (naturelle et forcée) due au vent. Dans les calculs qui suivent, nous prenons en compte uniquement la convection naturelle, pour s'affranchir des phénomènes de turbulence due au vent dans le champ solaire.

2.1. Calcul des coefficients d'échanges convectifs

Un modèle implémenté dans MathCad® a été développé afin d'estimer les puissances dissipées par convection. Grâce aux coordonnées géographiques (latitude, longitude et altitude) de la centrale, on détermine la course du soleil dans le ciel pour chaque jour de l'année en fonction de l'heure solaire vraie. Elle est définie selon deux angles, l'azimuth solaire et la hauteur solaire. L'axe de suivi solaire de la centrale PE1 étant orienté Nord-Sud, seul l'azimuth solaire influence l'angle des miroirs, que l'on calcule grâce aux deux formules suivantes (Equation 1 et 2), correspondant aux miroirs côtés Ouest (n) et Est (n'):

$$\theta_n = -0,5 \left[90 - \arctan \left(\frac{H}{d_0 + (i-1).(S_n + W)} \right) \cdot \frac{180}{\pi} - \gamma_s \right] \quad (1)$$

$$\theta_n' = -0,5 \left[90 - \arctan \left(\frac{H}{d_0 + (i'-1).(S_n + W)} \right) \cdot \frac{180}{\pi} + \gamma_s \right] \quad (2)$$

On utilise ces valeurs d'angles d'inclinaison pour le calcul du nombre de Nusselt (Nu) à l'aide de corrélations issues de la littérature [8] (Eq. 3 et 4). On en déduit ainsi l'évolution des coefficients de convection naturelle (Eq. 5) que l'on considère égaux sur les deux faces des miroirs.

$$Nu = \frac{\frac{\sqrt{\text{Pr}}}{0,12 + 1,2\sqrt{\text{Pr}}} \left(\frac{Ra}{6} \right)^{\left(0,038\sqrt{\sin \theta_n + \frac{1}{6}} \right)}}{4 \left(0,038\sqrt{\sin \theta_n + \frac{1}{6}} \right)} \quad \text{pour } |\theta_n| < 15^\circ \quad (3)$$

$$Nu = \frac{5}{4} \frac{\text{Pr}^{0,2}}{\left(4 + 9\sqrt{\text{Pr}} + 10.\text{Pr} \right)^{0,2}} (Ra.\sin \theta_n)^{0,2} \quad \text{pour } |\theta_n| > 15^\circ \quad (4)$$

$$h_{ext} = Nu \cdot \frac{\lambda}{l} \quad (5)$$

On présente sur les Figures 2(a) et 2(b), l'évolution des angles d'inclinaisons pour 6 miroirs symétriques au 1^{er} Janvier, ainsi que la valeur du nombre de Nusselt en fonction de l'angle d'inclinaison d'un miroir. L'évolution des coefficients d'échange convectif pour le 1^{er} Janvier est présentée sur la Figure 3(a).

On constate que les angles d'inclinaison des miroirs situés côté Ouest (1, 4 et 8) et Est (1', 4' et 8') de l'absorbeur sont symétriques par rapport au midi solaire. Les miroirs les plus inclinés (70 à 80°) au cours de la journée sont ceux qui sont le plus éloignés (8 et 8') de l'absorbeur, alors que les plus proches (1 et 1') le sont beaucoup moins (40 à 50°). Par ailleurs, on remarque que le nombre de Nusselt augmente avec l'angle d'inclinaison du miroir, ce qui signifie que plus les miroirs seront inclinés, plus l'échange convectif sera favorisé. Cela est

confirmé par la Figure 3(a) où le coefficient d'échange convectif est maximal pour les heures de début et de fin de journée, lorsque les miroirs possèdent une inclinaison maximale.

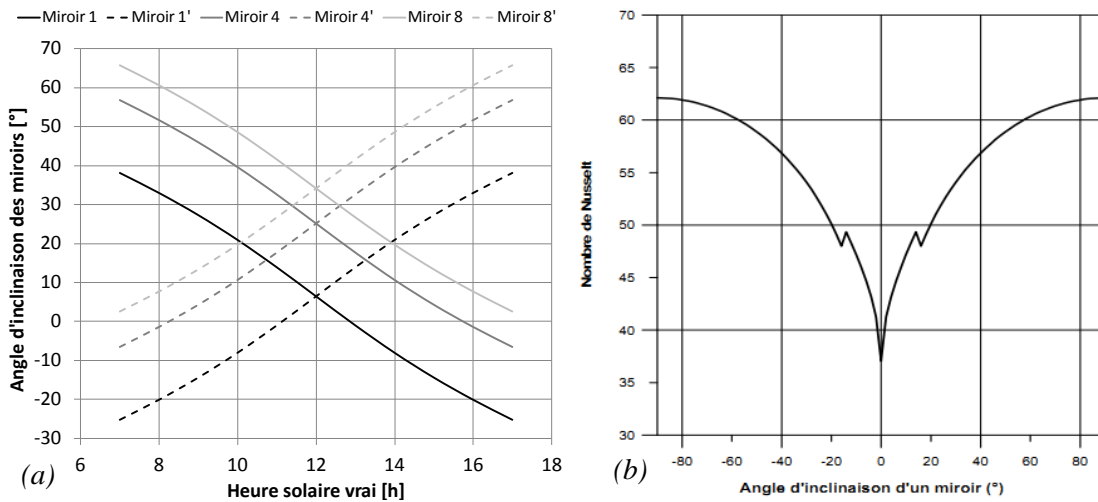


Figure 2: (a) Angles d'inclinaison des miroirs en fonction de l'heure solaire vrai au 1er Janvier, (b) Evolution du nombre de Nusselt en fonction de l'angle d'inclinaison du miroir.

2.2. Calcul des puissances convectives pour différents jours de l'année

On déduit les puissances convectives dissipées en faisant le bilan thermique sur une tranche élémentaire d'un miroir et de son support en face arrière où circule le fluide caloporteur, avant d'être intégré sur toute la longueur du miroir, puis multiplié par le nombre total de miroirs. Il dépend évidemment du gradient de température entre le fluide (ici à 60°C) et l'air ambiant à chaque instant de la journée. On utilise la base de données du logiciel Météonorm® pour connaître l'évolution journalière et saisonnière de ces températures. Les puissances dissipées par convection pour différents jours de l'année sont présentées sur la Figure 3(b).

Sachant que la puissance électrique nette de la centrale PE1 est d'environ 1,5 MW_e, soit une puissance thermique à évacuer au condenseur d'environ 3 MW_{th}, la sollicitation de la convection naturelle suffirait à elle seule au refroidissement de toute la centrale.

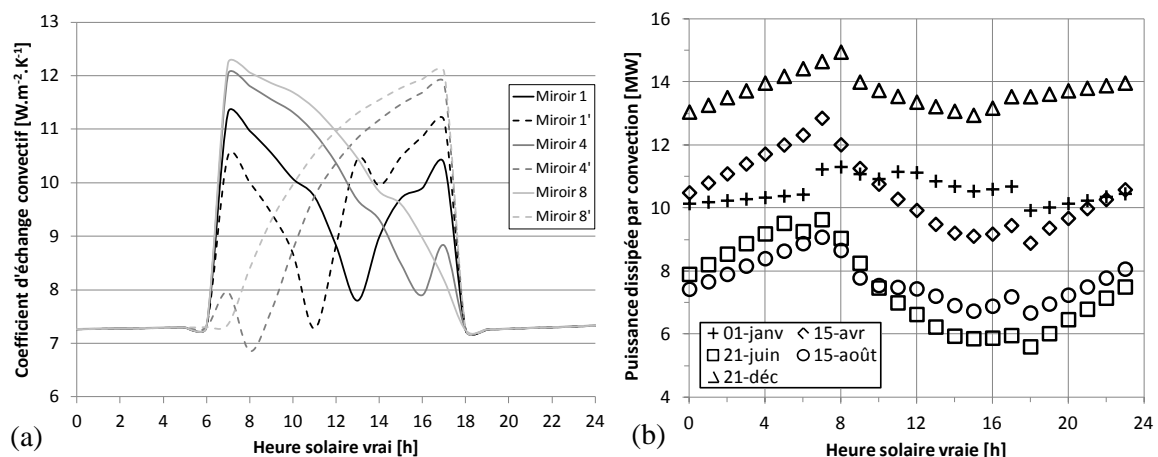


Figure 3: (a) Evolution des coefficients d'échanges convectifs pour différents miroirs au 1er Janvier, (b) Estimation de la puissance dissipée par convection naturelle pour différents jours de l'année.

3. Estimation des puissances radiatives

L'échange thermique avec l'espace extra-atmosphérique concerne essentiellement la problématique de sous-refroidissement du cycle thermodynamique. Il a pour but d'améliorer le rendement de la centrale en faisant descendre sa température basse en dessous de la température ambiante sèche. S'effectuant quasi-exclusivement la nuit, il nécessite un système de stockage pour réutiliser le froid produit aux heures les plus chaudes de la journée.

Il résulte dans la capacité qu'a l'atmosphère à transmettre le rayonnement infrarouge émis par un corps terrestre. En effet, dans la gamme spectrale [8-14] μm , appelée "*fenêtre atmosphérique*", l'atmosphère est transparente à environ 60%. Cette gamme correspond aussi au maximum d'émission d'un corps noir entre 15 et 60°C. Cependant, chaque corps a en réalité un pouvoir émissif différent régi par le coefficient d'émissivité spectrale. La mesure de ce coefficient nous permet de calculer les puissances émises par radiation.

3.1. Mesures d'émissivité spectrale

Les mesures d'émissivité spectrale ont été effectuées avec un interféromètre de Michelson, qui a l'avantage de balayer toute la gamme spectrale utile du détecteur en une seule fois. L'acquisition est aussi plus rapide et de meilleure qualité que si l'on utilisait un réseau dispersif ou des filtres. Les conditions de mesures sont les suivantes:

- Gamme spectrale balayée: 350 à 7500 cm^{-1} (soit 1,3 à 28,6 μm).
- Angle d'incidence du rayon entrant et sortant: environ 10° par rapport à la normale.
- Température: ambiante autour de 20°C.

3.1.1. Principe de mesure

Le principe est d'utiliser une source infrarouge rayonnant sur la surface du matériau à étudier. Le rayonnement peut être soit réfléchi, soit absorbé (Eq. 6) car nous avons des matériaux opaques dont le coefficient de transmission est nul pour toute la gamme spectrale. Nous ne mesurons que le rayonnement réfléchi et par différence nous remontons au rayonnement absorbé (Eq. 7). Afin de garder l'équilibre thermique, l'énergie absorbée dans le matériau est nécessairement réémise par rayonnement (Eq. 8). La capacité du matériau à réémettre cette énergie par rayonnement est appelée émissivité.

$$\rho_m(\lambda, T) + \alpha_m(\lambda, T) = 1 \quad (6)$$

$$\alpha_m(\lambda, T) = 1 - \rho_m(\lambda, T) \quad (7)$$

$$\alpha_m(\lambda, T) = \varepsilon_m(\lambda, T) \quad (8)$$

3.1.2. Résultats

Nous avons étudié deux générations de miroirs utilisées dans les centrales CSP. La première génération, datant des années 80, développée pour les grandes centrales américaines et en France (Centrale Thémis) sont des miroirs constitués de verre (2 à 7 mm) recouvert d'un film argenté en face arrière. A titre de comparaison, nous avons aussi étudié des miroirs de salle de bain commerciaux. La seconde génération, datant de quelques années, développée pour les nouvelles centrales européennes à bas coût et à plus petite échelle, sont des miroirs composites avec un film d'aluminium anodisé laminé sur un substrat d'aluminium. Les spectres d'émissivité spectrale pour ces différents miroirs sont présentés sur la Figure 4.

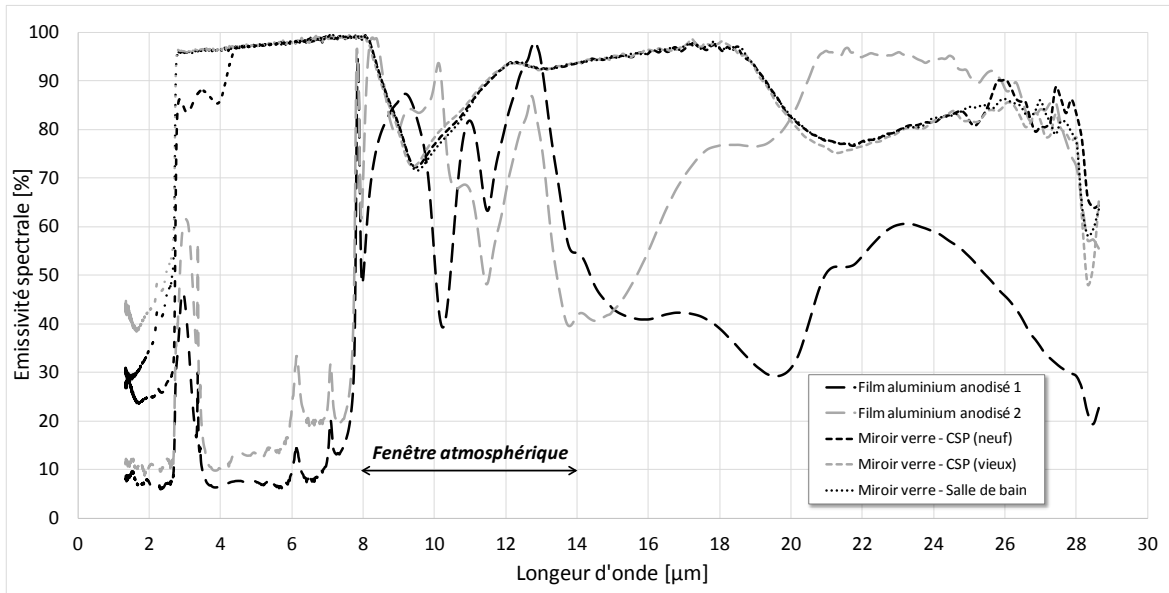


Figure 4: Emissivité spectrale des différents miroirs CSP

On constate nettement la différence de comportement spectral entre les deux générations de miroirs. Ceux constitués de verre se comporte quasiment comme un corps noir à partir de 2,5 μm malgré une chute de près de 30% de l'émissivité spectrale dans la fenêtre atmosphérique. Ceux constitués de film d'aluminium anodisé présentent des pics d'émission révélateurs de liaisons chimiques constitutifs de la surface émettrice du matériau. On note néanmoins un changement de comportement spectral entre la bande 1,3-7,8 μm , où le matériau émet entre 10 et 20%, et la bande correspondante à la fenêtre atmosphérique qui émet autour de 70 à 80%.

3.2. Puissances thermiques dissipées par radiation

La luminance énergétique monochromatique des différents miroirs est obtenue en multipliant leurs émissivités spectrales respectives par la luminance énergétique monochromatique du corps noir à la même température (ici 20°C). Elles sont présentées sur la Figure 5.

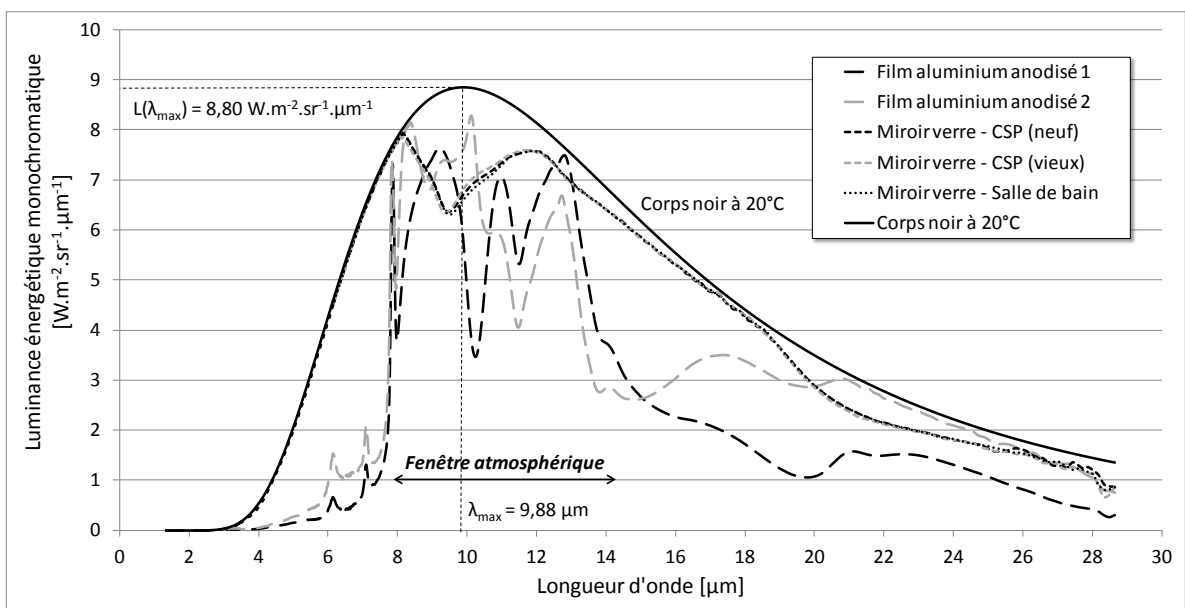


Figure 5: Luminance énergétique monochromatique des différents miroirs CSP

En intégrant la luminance énergétique monochromatique sur tout le domaine spectral, puis dans tout le demi-espace, on obtient l'émittance, ou la densité de flux radiatif. Nous faisons l'hypothèse que l'émissivité spectrale des miroirs CSP est isotrope dans tout le demi-espace devant lui. On déduit ainsi la puissance nocturne dissipée par rayonnement pour la centrale PE1 en multipliant le flux radiatif émis dans la fenêtre atmosphérique à 20°C par la surface totale des miroirs (36900 m²) et le coefficient de transparence atmosphérique moyen pour une nuit idéale estimé à 60%. Ces valeurs sont rapportées dans le Tableau 2.

Noms	Flux radiatif total émis	Critère de performance	Flux radiatif émis dans le [8-14 μm]	Critère de sélectivité	Puissance dissipée par radiation
<i>Symboles</i>	$M_{\Omega}^0(20^{\circ}\text{C})$	β_{perf}	$M_{\Omega[8-14]}^0(20^{\circ}\text{C})$	$\beta_{\text{sélec}}$	P_{rad}
<i>Unités</i>	W.m ⁻²	%	W.m ⁻²	%	MW
<i>Corps noir</i>	363,6	100	155,7	43	3,4
<i>Film aluminium anodisé 1</i>	192,5	53	115,8	60	2,6
<i>Film aluminium anodisé 2</i>	240,5	66	114,0	47	2,5
<i>Miroir verre - CSP (neuf)</i>	325,3	90	135,0	41	3,0
<i>Miroir verre - CSP (vieux)</i>	324,4	87	135,0	41	3,0
<i>Miroir verre - Salle de bain</i>	324,4	87	134,4	41	3,0

Tableau 2 : Valeurs des flux radiatifs émis par différents miroirs CSP et estimation globale de la puissance dissipée par radiation pour une nuit idéale

Nous déterminons un critère de performance en comparant le flux radiatif émis des différents miroirs à celui qu'émettrait un corps noir et un critère de sélectivité spectrale en comparant le flux radiatif émis dans la fenêtre atmosphérique avec le flux radiatif émis total. On constate que les miroirs verres sont plus performants pour dissiper la chaleur par radiation que les films aluminium anodisés. L'écart peut néanmoins être compensé par le coût de fabrication et de mise en œuvre plus faible des miroirs de 2^{ème} génération.

4. Conclusion et perspectives

L'estimation des puissances thermiques dissipées par convection et radiation pour la centrale PE1 nous montrent l'intérêt de la sollicitation des puits thermiques environnants à une centrale CSP pour son refroidissement. Nous avons montré que l'échange convectif suffisait à lui seul pour refroidir le cycle thermodynamique. Il reste malgré tout tributaire de la température ambiante sèche et ne permet donc pas d'abaisser la température froide du cycle thermodynamique en dessous de celle-ci. Alors que l'échange radiatif avec l'espace extra-atmosphérique permettrait lui, de sous-refroidir le cycle thermodynamique en dessous de la température ambiante sèche. Nous aurions une quantité de froid réutilisable la journée aux heures les plus chaudes grâce à un système de stockage. A titre d'exemple, un refroidissement du condenseur (abaissement de la température froide de la centrale) de 1 à 5°C en dessous de la température ambiante, augmenterait le rendement du cycle de Carnot de 2,5 à 12,5%.

Une autre application serait de l'utiliser pour refroidir la surface des miroirs en dessous de la température ambiante afin de faire condenser l'humidité contenue dans l'air. Outre l'intérêt de pouvoir nettoyer les miroirs à moindre coût, nous n'aurions plus une centrale

consommatrice mais productrice d'eau douce. Plusieurs prototypes ont montré une production journalière moyenne d'eau condensée entre 0,07 et 0,12 L/jour/m² [9-11], soit un potentiel de production d'eau pour la centrale PE1 entre 2,58 et 4,43 m³ d'eau par jour.

Au delà de l'amélioration de l'efficacité énergétique et de l'impact environnemental des centrales CSP, les problématiques de refroidissement et de gestion d'eau concernent tout le secteur de production électrique conventionnel (centrales à charbon, nucléaire,...). En France, 22% de l'eau consommé sert uniquement à la production d'électricité, soit 1,3 milliards de m³ d'eau par an [12].

Références

- [1] J.J. Burkhardt, G.A. Heath, C.S. Turchi, Life Cycle Assessment of a Parabolic Trough Concentrating Solar Power Plant and the Impacts of Key Design Alternatives. *Environmental Science & Technology* 45 (2011) 2457-2464.
- [2] C. Richter, Cooling of CSP Plants in Solar Power and Chemical Energy Systems, *International Energy Agency SolarPaces Annual Report 2010*, GR-3433/2011 (2011) 2.1-2.5.
- [3] G.E. Cohen, D.W. Kearney, G.J. Kolb, Final report on the operation and maintenance improvement program for concentrating solar power plants. SAND99-1290, available at infohouse.p2ric.org/ref/17/16933/1693301.pdf.
- [4] H. Deng, R.F. Boehm, An estimation of the performance limits and improvement of dry cooling on trough solar thermal plants. *Applied Energy* 88 (2011) 216-223.
- [5] R. Olivès, F. Delaleux, X. Py, A. Dominguez, Refroidissement sec des centrales solaires thermodynamiques par sondes géothermiques, *Congrès SFT* (Bordeaux, 2012).
- [6] F. Delaleux, X. Py, R. Olivès, A. Dominguez, Enhancement of geothermal borehole heat exchangers performances by improvement of bentonite grouts conductivity, *Applied Thermal Engineering* 33-34 (2012) 92-99.
- [7] D. Mills, Advances in solar thermal electricity technology, *Solar Energy* 76 (2004) 19-31.
- [8] T.S. Chen, H. Tien, B.F. Armaly, Natural convection on horizontal, inclined and vertical plates with variable surface temperature or heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29 (1986) pp.1465-1478.
- [9] M. Muselli, D. Beysens, J. Marcillat, I. Milimouk, T. Nilsson, and A. Louche, "Dew water collector for potable water in Ajaccio (Corsica Island, France)," *Atmos. Res.*, vol. 64, no. 1-4 (2002) pp. 297-312.
- [10] O. Clus, "Condenseurs radiatifs de la vapeur d'eau atmosphérique (rosée) comme source alternative d'eau douce," Université de Corse, (2007).
- [11] D. Beysens, O. Clus, M. Mileta, I. Milimouk, M. Muselli, and V. S. Nikolayev, "Collecting dew as a water source on small islands: the dew equipment for water project in Bisevo (Croatia)," *Energy*, vol. 32, no. 6 (2007) pp. 1032-1037.
- [12] SOeS (2012), available at <http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr>.

Remerciements

Ce projet DryRSP (Dry Rankine Solar Power), est financé par l'Agence Nationale de la Recherche: ANR-12-SEED-0004, ainsi que le pôle de compétitivité Derbi de la région Languedoc-Roussillon.