

Modélisation d'une double-peau photovoltaïque ventilée.

Syamimi SAADON^{1,2}, Leon GAILLARD^{1,2}, Stéphanie GIROUX³, Hervé PABIOU⁴,
Christophe MENEZO^{1,2}

¹CETHIL UMR CNRS 5008, INSA Lyon, Université Lyon 1, Villeurbanne

²Chaire INSA/EDF "Habitats et Innovations Energétiques", 69100 Villeurbanne

³Université Lyon 1, CETHIL, UMR5008, 69621, Villeurbanne, France

⁴CNRS, CETHIL, UMR5008, 69621, Villeurbanne, France

* (auteur correspondant : syamimi.saadon@insa-lyon.fr)

Résumé - Les enveloppes des bâtiments sont sous-exploitées et doivent évoluer vers des fonctions actives en termes de production d'énergie. En zones urbaines, les surfaces des toits sont très limitées par rapport à celles des façades. Ce travail se concentre sur les composants d'enveloppe de type double-peaux photovoltaïques ventilées dont le principe de fonctionnement est de favoriser les écoulements de convection naturelle au sein de la lame d'air en été et d'améliorer le potentiel énergétique thermique récupérable (par ventilation mécanique) pour les besoins du bâtiment en hiver.

Nomenclature

C_p	capacité thermique massique, $J kg^{-1} K^{-1}$	w	largeur du capteur, m
d	épaisseur du capteur, m	W	vitesse de vent, ms^{-1}
D_h	diamètre hydraulique, m	<i>Symboles grecs</i>	
g	accélération de la pesanteur, ms^{-2}	α	coefficient d'absorption
G	rayonnement incident, Wm^2	β	coefficient de dilatation, K^{-1}
h_c	coefficient d'échange convectif, Wm^2K^{-1}	ζ	facteur de transparence de la couverture
L	longueur du capteur, m	η	rendement électrique des cellules PV
\dot{m}	débit massique, $kg s^{-1}$	ρ	densité de l'air, $kg m^{-3}$
R	résistance thermique, Km^2W^{-1}	τ	coefficient de transmission
S_{cel}	surface couverte par les cellules, m^2	$\tau\alpha$	coefficient d'absorption effective
S_{tot}	surface totale du capteur PV, m^2	ν	viscosité cinématique, m^2s^{-1}
T	température, K	<i>Indices et exposants</i>	
ΔT	élévation de la température moyenne de l'air en sortie du capteur, K	a	absorbeur
		r	radiatif
		v	vitrage

1. Introduction

L'intérêt croissant pour le développement de bâtiments à hautes performances énergétiques est fortement lié aux efforts mondiaux de réduction des émissions de gaz à effet de serre et d'économie d'énergies fossiles et fissiles. En effet, le secteur du bâtiment constitue un des principaux postes de consommation d'énergie. L'intégration de panneaux photovoltaïques en façades double-peaux de bâtiments représente une étape importante dans l'application de cette technologie relativement nouvelle. Le composant photovoltaïque intégré (PVIB) ne sert alors pas seulement de source d'électricité, mais aussi de source de chaleur pour le chauffage du bâtiment ou de rafraîchissement par convection forcée ou naturelle.

Chow [1] a montré que la plupart de l'énergie solaire captée par un panneau photovoltaïque est convertie en chaleur qui peut être utilisée pour chauffer de l'eau, pour le chauffage ou d'autres usages domestiques.

Cela donne lieu à de nombreuses études sur des nouveaux concepts de composants hybrides permettant une génération d'énergie multiple (chaleur, rafraîchissement, électricité) de manière passive ou active. De nouveaux concepts de technologies solaires hybrides, destinés à divers domaines d'applications, émergent, spécifiquement dans le secteur du bâtiment. La surface d'intégration limitée mène à développer des technologies multi-génération de puissance active (BIPVT) et/ou d'appareils solaires passifs (BIPV), [2].

Le système hybride sur lequel nous travaillons est constitué d'un panneau photovoltaïque et d'une (lame d'air) entre le panneau photovoltaïque et la structure principale du bâtiment. Cette lame d'air représente alors une « cheminée ». Le flux d'air est entraîné par la poussée d'Archimède et une force liée au gradient de pression entre le haut et le bas de la paroi. Chow et al. [3] ont ajouté que dans cette configuration, le double vitrage photovoltaïque naturellement ventilé protège l'espace intérieur des apports de chaleur extérieurs tout en produisant de l'électricité. Le panneau PV est chauffé par le rayonnement solaire incident non converti en électricité et la chaleur est transférée à la lame d'air par conduction, convection et rayonnement. Le rayonnement absorbé par le mur non chauffé est à son tour transféré au fluide par convection.

Divers auteurs ont modélisé la façade photovoltaïque ventilée à travers l'évaluation du bilan énergétique entre l'entrée et la sortie, se limitant au régime permanent. Cependant, Mei et al. [4] ont présenté un modèle dynamique de façade PV et de capteurs à air assemblés à un modèle de bâtiment monozone. Par ailleurs Moshfegh et Sandberg [5] ont analysé numériquement et expérimentalement l'écoulement et le transfert de chaleur par convection induite par la flottabilité de l'air derrière les panneaux photovoltaïques. Suivant la même approche globale, d'autres modèles numériques ont permis de compléter partiellement la modélisation de tels composants ventilés. Ainsi, Brinkworth et al. [6] ont fourni une formule permettant d'évaluer le débit massique d'air pour un bardage PV naturellement ventilé. Cette expression dépend de deux paramètres caractérisant la stratification thermique dans le canal et l'effet du vent affectant les conditions d'entrée et de sortie. La procédure permet de calculer le débit massique et la montée en température directement en résolvant une équation cubique.

L'objet de cette étude est de concevoir un modèle le plus précis possible à partir des modèles (types) disponibles dans les bibliothèques du logiciel TRNSYS. Nous avons identifié comme type le plus approprié : le type 567. Le modèle de double-peau présenté par ce type est composé de trois éléments principaux : un capteur photovoltaïque qui se compose d'une couverture avec un module PV opaque, une lame d'air et une surface arrière. Le rayonnement solaire absorbé non converti en électricité est la principale cause de l'augmentation de la température des cellules, conduisant alors à une diminution de leur rendement électrique. Pour remédier à ce problème, le système photovoltaïque intégré au bâtiment peut être rafraîchi par convection naturelle (BIPV) ou forcée (BIPVT). Le modèle permet d'effectuer un bilan énergétique à partir d'un débit massique donné et ne tient pas compte de l'effet du vent et du degré de semi-transparence éventuel des composants PV (composants bi-verre), du mode de fonctionnement (convection naturelle ou forcée) et du couplage avec d'autres composants tels que les pompes à chaleur et les échangeurs de chaleur.

Dans cet article, nous focalisons notre étude sur une configuration de BIPV. En été, la lame d'air permet le rafraîchissement de la zone située derrière les composants PV pour une meilleure efficacité électrique et représente une barrière thermique pour le bâtiment. En hiver, cette configuration se concentre sur le rayonnement solaire afin d'optimiser les apports

extérieurs pour chauffer le bâtiment. L'étape que nous présentons consiste à améliorer la prise en compte de l'écoulement de convection naturelle et des transferts de chaleur associés au sein du modèle existant (type 567). Une comparaison avec les résultats expérimentaux obtenus sur un dispositif en vraie grandeur est réalisée.

2. Description et amélioration du modèle existant et considération du débit massique d'air de l'écoulement naturel

2.1. Description du modèle numérique

Guiavarch [7] décrit un modèle numérique d'un capteur à PV/T à air et Moshfegh [5] décrit un modèle numérique en considérant la géométrie de la lame d'air. Un capteur hybride est une combinaison d'un capteur photovoltaïque et un capteur d'air. Il se compose d'un capteur thermique à air au sein duquel des cellules PV sont intégrées soit au niveau de l'absorbeur ou de la couverture. Dans notre cas elles sont intégrées au niveau de la couverture qui est donc partiellement opaque. Sur la partie transparente, la plupart du rayonnement incident est transmis, une proportion est réfléchie ou absorbée puis retransmise sur les deux faces sous forme de chaleur par convection et par rayonnement. Sur les zones opaques de la couverture composées des cellules photovoltaïques, le rayonnement est principalement absorbé puis retransmis sous forme de chaleur et dans une moindre proportion converti en électricité.

Les composants PV considérés peuvent être bi-verre et être par conséquent partiellement semi-transparent. Nous considérons donc un facteur de transparence, ξ . La figure 1 représente le schéma analogique thermique de ce capteur. Le modèle thermique est composé de 6 nœuds; T_{ext} , T_0 , T_1 , T_f , T_2 et T_z .

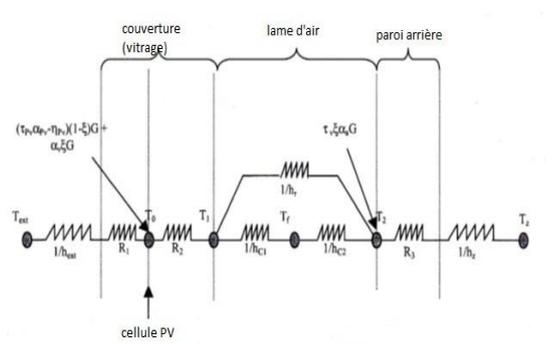


Figure 1 : Modèle nodal d'une paroi double-peau photovoltaïque ventilée

2.2 Type 567 de TRNSYS

Ce modèle est conçu pour fonctionner avec le modèle de bâtiment détaillé qui peut fournir la température de la surface arrière du capteur (zone air / surface arrière du capteur). Toutefois, certaines modifications doivent être apportées afin de valider le modèle de double-peau photovoltaïque naturellement ventilée :

- inclure un degré de semi-transparence du module (le modèle existant ne considère que des modules PV opaques),
- améliorer la détermination du débit de ventilation naturelle au sein de la lame d'air qui dans le modèle existant est donné et considéré comme étant constant.

2.2.1. Prise en compte de la semi-transparence

Pour notre étude, nous utiliserons la proportion de densité de cellule pour en déduire le degré de semi-transparence de la couverture PV. Dans ce cas $0 < \xi < 1$.

$$\xi = 1 - \frac{S_{cel}}{S_{tot}} \quad (1)$$

Le calcul de productivité de ce capteur inclut le calcul de la productivité thermique et de la productivité électrique. La puissance thermique du capteur à air est calculée en développant une équation d'équilibre de la figure 1.

$$h'_{ext}(T_{ext} - T_0) + (\tau_{PV} \alpha_{PV} - \eta_{PV})(1 - \xi)G + \alpha_v \xi G = \frac{T_0 - T_1}{R_2} \quad (2)$$

$$\frac{T_0 - T_1}{R_2} = \Phi_r + h_{c1}(T_1 - T_f) \quad (3)$$

$$\Phi_r + h_{c2}(T_f - T_2) + \tau_v \xi \alpha_a G = h'_z(T_2 - T_z) \quad (4)$$

avec

$$\Phi_r = h_r(T_1 - T_2), \frac{1}{h'_z} = \frac{1}{h_z} + R_3, \frac{1}{h'_{ext}} = \frac{1}{h_{ext}} + R_1 \quad (5)$$

La variable Φ_r est le flux échangé par rayonnement entre la couverture (vitrage) et l'absorbeur (paroi arrière), h_r étant le coefficient de transfert de chaleur associé à une formulation simplifiée linéaire. Nous pouvons alors calculer la puissance thermique ainsi disponible en sortie du capteur :

$$P_{th} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (6)$$

Concernant les coefficients d'échange convectif de chaleur h_{c1} et h_{c2} , ils nécessitent le calcul du nombre de Nusselt : pour un écoulement de convection forcée, le nombre de Nusselt est calculé en fonction du nombre de Reynolds. Pour un écoulement laminaire, on a la relation

[8] :

$$Nu = 5,39 + 0,07 \frac{Re D_h}{L} \quad (7)$$

tandis que pour un écoulement turbulent on applique la relation [9]:

$$Nu = 0,0186 Re^{0,787} \quad (8)$$

Selon Brinkworth [10], il est possible d'utiliser les corrélations valables dans le cas de convection forcée et de l'appliquer dans le cas de la convection naturelle. Cependant, dans le cas de la convection naturelle, il est nécessaire de déterminer le débit d'air ce qui reste actuellement très délicat à évaluer et fait l'objet de nombreuses études.

2.2.2. Mise en œuvre du calcul du débit massique de l'écoulement

Nous avons remarqué que le modèle thermique type 567 ne calcule pas la valeur du débit d'air. Brinkworth et al. [6] ont développé un modèle validé de bardage PV naturellement ventilé. Ils ont utilisé une méthode simplifiée pour estimer le débit d'air du modèle basée sur une boucle d'analyses unidimensionnelles dans laquelle les forces de flottabilité sont pondérées par les pertes de charge dues à la friction. Les effets du vent à l'entrée et à la sortie sont également pris en compte. La procédure donne le débit massique et la montée en température directement par la résolution d'une simple équation cubique (voir équation 9). En revanche, les valeurs des coefficients de frottement sont les mêmes que l'on considère un écoulement de convection naturelle ou forcé.

La circulation de fluide dans la lame d'air ouverte en entrée et en sortie est décrite comme une circulation en boucle. En régime stationnaire, le débit d'air le long du circuit se conserve. Le bilan d'énergie mécanique le long de ce circuit d'air permet de calculer ce débit. Ce bilan

d'énergie mécanique exprime le fait que la force induite par la poussée d'Archimède (et provoquée par l'échauffement de l'air dans le capteur) compense les pertes dues aux frottements. Un paramètre de stratification permet de tenir compte de l'évolution de la température moyenne du fluide de l'entrée jusqu'à la sortie. Ce modèle permet donc d'évaluer le débit massique d'air en convection naturelle, pour un écoulement laminaire. L'équation généralisée peut être écrite sous la forme:

$$A\dot{m}^3 + B\dot{m}^2 + C\dot{m} + D = 0 \quad (9)$$

avec

$$A = K_{f1} + K_{f2} + f_1, B = f_2 \nu (\rho w d) \left(\frac{L}{D_h} \right),$$

$$C = -(\rho w d)^2 (C_{w1} - W_1^2 - C_{w2} W_2^2), D = -(\delta_s P_{th}) \frac{2(\rho w d)^2 g L \beta \sin(\theta)}{C_p} \quad (10)$$

Les paramètres de stratification δ_s permettant de décrire l'évolution de la température moyenne du fluide sur la hauteur du canal ne sont pas toujours linéaires.

Afin de tenir compte de la chute de pression singulière dans le canal, il suffit de modifier les coefficients de pertes de charge K_f . Dans notre étude, nous avons pris les valeurs données par Guiavarch [7], $K_{f1} = 0.5$ et $K_{f2} = 1$. Enfin, nous considérons que le débit d'air traversant la double-peau PV est principalement induit par la force de flottabilité. L'effet du vent est donc relativement faible et par conséquent, les coefficients d'entrée et de sortie du vent C_{w1} et C_{w2} sont fixés égaux à 0,1. Nous avons conscience que l'effet du vent peut être beaucoup plus important sur le développement de l'écoulement. Cela reste complexe à prendre en compte et nous améliorerons, dans les prochains développements, sa prise en compte à travers notamment l'analyse de données obtenues in situ.

Pour un écoulement turbulent, il est possible d'utiliser le modèle de Hypri, [11]. Dans ce cas, si la surface d'entrée et de sortie du capteur sont identiques, le débit est calculé par l'équation suivante :

$$\dot{m}^3 + D' = 0 \quad (11)$$

avec

$$D' = -(w d \rho)^3 \frac{\delta_s P_{th} \frac{g \beta \sin(\theta)}{\rho C_p}}{\frac{w d}{L} \left(f \frac{L}{D} + \frac{1}{2} ((1 + K_{f1}) + 1) \right)} \quad (12)$$

Les équations décrivant les écoulements laminaires et turbulents peuvent être résolues numériquement : à partir d'un débit initial, le nombre de Nusselt, et le coefficient d'échange de chaleur par convection sont calculés. Ceci nous permet ensuite de calculer la puissance thermique, P_{th} . Cette puissance est alors injectée dans l'équation de Brinkworth, [10] pour un écoulement laminaire ou l'équation de Hypri, [5] pour un écoulement turbulent, afin d'en déduire le débit d'air. Ces opérations sont répétées par itérations successives jusqu'à ce que les résultats sur le bilan d'énergie et sur le débit massique convergent.

3. Test et comparaison expérimentale

3.1 Configuration d'utilisation du modèle

Afin d'améliorer le (type 567) de la modélothèque de TRNSYS, nous avons créé un nouveau type nommé 867 en ajoutant la détermination du débit et la prise en compte du degré

de semi-transparence de la couverture constituée de modules bi-verre à densité de cellule variable. La couverture est de 7,4 m de long et 4 m de largeur, tandis que la lame d'air est de 70 cm d'épaisseur. La surface des panneaux PV est de 8,35 m². La double-peau PV a un angle d'inclinaison de 90°. Les émissivités de la couverture et des parois du canal sont de 0,9 dans la gamme des grandes longueurs d'onde (parois vitrées). Les modules bi-verre ont une épaisseur de 0,8 cm et une conductivité équivalente égale à 0,019 W/m/K. La résistance thermique du vitrage est de 1,9 W/m²/K. La réflectance du sol considérée (albédo) est de 0,2. Finalement, le coefficient d'échange convectif et radiatif entre le vitrage et l'extérieur est calculé en fonction de la vitesse du vent, [12] :

$$h_{ext} = 5,7 + 3,8V_{vent} \quad (13)$$

Le nouveau type créé est ensuite intégré dans l'environnement TRNSYS afin de simuler la température de sortie de la lame d'air, la température moyenne du fluide, la température du bâtiment, le débit massique d'air à la sortie, la quantité de chaleur récupérée et la production électrique. Le type est couplé à plusieurs autres types de TRNSYS afin d'obtenir les entrées nécessaires (météo notamment) pour le calcul et des résultats.

Notre modèle utilise en entrée des données expérimentales telles que le rayonnement solaire global horizontal, la température ambiante et la température de la surface intérieure du bâtiment, ces données sont utilisées par TRNSYS pour calculer d'autres valeurs telles que la température du point de rosée, la température du ciel et le rayonnement direct et diffus. Pour la modélisation, nous distinguons 3 zones sur la hauteur de la façade. La lame d'air est donc découpée en 3 macro-volumes à température et à pression uniforme de 2,3 m, 2,8 m et 2,3 m de hauteur. La continuité du débit massique est assurée entre les zones par conservation du débit. Puis, on valide notre modèle en comparant les résultats numériques obtenus à l'étude expérimentale réalisée à l'échelle 1 in situ lors du projet «Ressources». Dans ce projet 3 prototypes d'enveloppe de bâtiments ont été mis en œuvre et instrumentés, le prototype visé dans cette étude étant de type double-peau naturellement ventilée sur un bâtiment tertiaire (à Toulouse – site HBS Technal), [13].



Figure 2 : Prototype photovoltaïque-thermique de configuration double-peau naturellement ventilée, installée au site de HBS-Technal, Toulouse (projet RESSOURCES)

3.2 Résultats

Concernant le coefficient de frottement f , il est calculé à partir de corrélations. Dans les travaux menés par Brinkworth [10], il est montré et validé expérimentalement que les corrélations utilisées pour le mode de convection forcée sont valables pour le mode de convection naturelle.

Pour un écoulement laminaire, l'expression du coefficient de frottement f retenue est :

$$f = f_0 + \frac{f_1}{\left(\frac{L}{D_h}\right)} + \frac{f_2}{\text{Re}^n} \quad (14)$$

Les valeurs données par les tables pour une configuration correspondant au canal formé de plaque planes parallèles sont $f_1 = 1$ et $f_2 = 80$. Pour un écoulement laminaire $f_0 = 0$ et $n = 1$. Donc, avec cette corrélation et le débit expérimental donné, on en déduit $f = 0,16$.

Les résultats obtenus par la simulation sous TRNSYS sont représentés dans les figures ci-dessous. On a choisi une séquence climatique à Toulouse, en Octobre. Ces jours correspondent aux jours avec un vent relativement faible, jour en adéquation avec les hypothèses du modèle choisi. Le graphique de la figure 3 montre l'évolution de la température de sortie du fluide calculée par le modèle amélioré et le modèle simple. Ainsi il est possible de comparer ces résultats aux températures mesurées lors d'essais en vraie grandeur réalisées au sein du projet « Ressources » en calculant l'écart relatif par :

$$\text{Ecart relatif} = \frac{|T_{567/867} - T_{\text{exp}}|}{T_{\text{exp}}} \quad (15)$$

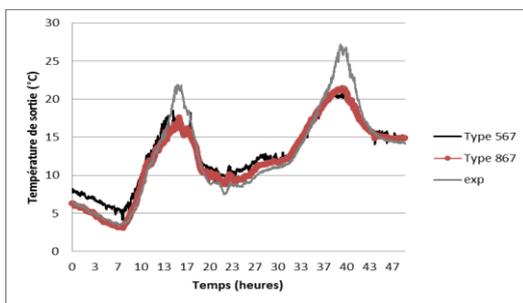


Figure 3 : Evolution de la température de sortie

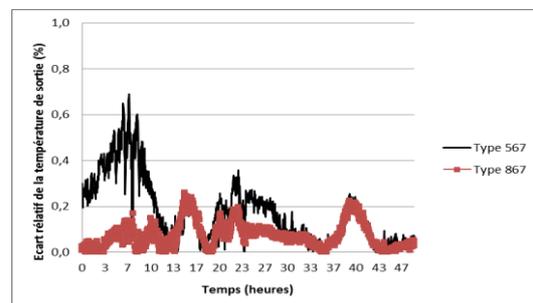


Figure 4 : Ecart relatif de la température de sortie par rapport à l'échelle réelle

On constate que la simulation avec le modèle amélioré représente bien les courbes de l'évolution de la température de sortie. Ainsi, la différence de température de sortie entre le nouveau modèle et les expérimentations à l'échelle réelle est meilleure que celle obtenue à partir du type 567. Elle est en moyenne $1,1^\circ\text{C}$ tandis que pour le modèle de 567, cette différence est d'environ $1,7^\circ\text{C}$ et elle peut atteindre jusqu'à $6,9^\circ\text{C}$ contre $5,7^\circ\text{C}$ pour le type 867.

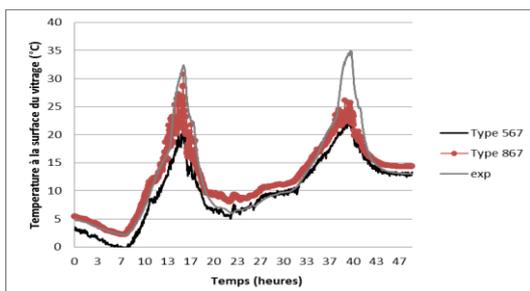


Figure 5 : Evolution de la température à la surface du vitrage extérieure du panneau PV

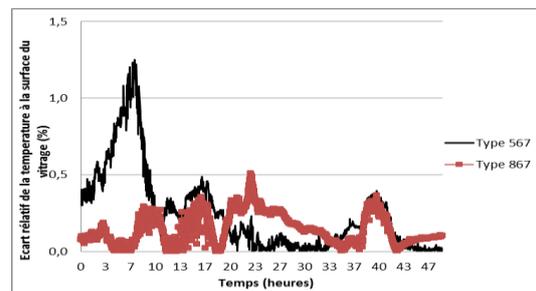


Figure 6 : Ecart relatif de la température à la surface du vitrage extérieure du panneau PV

Concernant la température des vitrages, la figure 5 compare les résultats de simulations aux données expérimentales et la figure 6 compare les simulations entre elles. Nous pouvons remarquer que, la température à la surface du vitrage du modèle amélioré se rapproche le plus des mesures avec des écarts relatifs très faibles. Ceci explique que, les propriétés de composant de double vitrage ont bien été prises en compte.

4. Conclusions et perspectives

Un modèle de double peau PV ventilée permettant de déterminer le débit de convection naturelle dans la lame d'air en considérant les effets du vent et le degré de semi-transparence de la couverture a été développé. Nous allons affiner la prise en compte du vent en fonction des configurations entrée/sortie du composant, de la direction et de la norme de la vitesse, ce qui reste très délicat à réaliser. Nous disposons pour cela d'autres configurations de double-peaux actuellement monitorées sur deux sites au sein du projet Ressources. Ce modèle étant mis au point, une étude de couplage énergétique de ce composant au bâtiment sera réalisé afin d'aboutir à une optimisation énergétique été/hiver/mi-saison permettant de valoriser au mieux la production d'énergie.

Références

- [1] T. T. Chow, W. He, J. Ji, *Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong*, Building and Environment, Vol. 38(11), pp. 1327-1334, (2003).
- [2] T. T. Chow, G. N. Tiwari, C. Menezo, *Hybrid solar – a review on photovoltaic and thermal power integration*, International Journal of Photoenergy, Vol. 2012, Article ID 307287, (2012).
- [3] T. T. Chow, Z. Qiu, C. Li, *Potential application of « see-through » solar cells in ventilated glazing in Hong Kong*, Solar Energy Materials and Solar Cells, 93, pp. 230-238, (2008).
- [4] L. Mei, D. Infield, U. Eicker, V. Fux, *Thermal modeling of a building with an integrated PV façade*, Energy and Buildings 35 (6), pp. 605-617, (2002).
- [5] B. Moshfegh, M. Sandberg, *Flow and heat transfer in the air gap between behind photovoltaic panels*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 2, No. 3, pp. 287-301, Sweden, (1998).
- [6] B. J. Brinkworth, R. H. Marshall, Z. Ibarahim, *A validated model of naturally ventilated PV cladding*, Solar Energy, Vol.69, No.1, pp.67-81, (1999).
- [7] A. Guiavarch, *Etude de l'amélioration de la qualité environnementale du bâtiment par intégration de composants solaires*, Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 313 p, (2003).
- [8] S. Kakaç, R. K. Shah, W. Aung, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, pp. 15.1-15.51, New York, USA, (1987).
- [9] W. M. Kays, E. Y. Leung, *Heat transfer in annular passages – hydro dynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux*, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 6, No. 7, pp. 537-557, (1963).
- [10] B. J. Brinkworth, *Estimation of flow and heat transfer for the design of PV cooling ducts*; Solar Energy, Vol.69, No. 5, UK, (2000).
- [11] E. D. Dunlop, E. Haverkamp, M. Sandberg, J. M. Strobach, *The energy balance of roof integrated hybrid photovoltaic modules*, à Second WCPEC, Vienna, Austria, (1998).
- [12] W. H. Macadams, *Heat transmission, 3ème Ed*, New York, USA: McGraw-Hill, 532 p, (1954).
- [13] L. Gaillard, S. Giroux, H. Pabiou, C. Ménézo, *Full scale experimentation of Building Integrated Photovoltaic component for naturally ventilated double-skin configuration*, Congrès Solaris, Vanarasi, India, (2012).

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier les partenaires du projet « RESSOURCES » soutenu par l'ADEME : HBS Technal, Tenesol, EDF R&D, Jacques Ferrier Architectes.