

# Hétérogénéité des modes de transferts convectifs au sein des centrales solaires photovoltaïques

Baptiste AMIOT<sup>1,4\*</sup>, Martin FERRAND<sup>2</sup>, Rémi LE-BERRE<sup>1</sup>, Stéphanie GIROUX-JULIEN<sup>4</sup>

<sup>1</sup>EDF R&D, Dept. Technologie et Recherche pour l'Efficacité Energétique - 77250 Ecuelles, France

<sup>2</sup>EDF R&D, Dept. Mécanique des Fluides, Energie et Environnement - 78401 Chatou, France

<sup>3</sup>CEREA, Ecole des Ponts, EDF R&D - 77455 Marne la Vallée, France

<sup>4</sup>CETHIL, Université de Lyon, UCBL, INSA Lyon, UMR5008 - 69621 Villeurbanne, France

\*(baptiste.amiot@edf.fr)

**Résumé** - Dans le cadre des applications de centrales photovoltaïques, déterminer la température d'opération des cellules demande d'estimer le mode de déperdition thermique privilégié par chaque module. Un des verrous de cette estimation concerne l'influence du champ de vitesse du vent qui modifie localement le mode de convection dominant. Dans cette étude, l'évolution du nombre de Nusselt pour chaque module d'une centrale numérique est calculée. Un schéma périodique qui permet de simplifier la simulation est également élaboré.

**Mots clés** : Photovoltaïque, Micro-relief, Régimes convectifs, Renouvelables.

## Nomenclature

$\mathbf{u}$	Vecteur de vitesse du vent, $\text{m.s}^{-1}$	$\rho$	Masse volumique, $\text{kg.m}^{-3}$
$\langle \mathbf{u} \rangle$	Vecteur des moyennes statistiques, $\text{m.s}^{-1}$	$\lambda$	Conductivité thermique, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$\mathbf{u}'$	Vecteur des écarts à la moyenne, $\text{m.s}^{-1}$	$\nu$	Viscosité cinématique, $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$V$	Composante y de la vitesse $\mathbf{u}$ , $\text{m.s}^{-1}$	$\mu$	Viscosité dynamique, $\text{Pa.s}$
$V_0$	Référence sur y de la vitesse $\mathbf{u}$ , $\text{m.s}^{-1}$	$\sigma_v$	Tenseur des contraintes de Reynolds
$T$	Température, K	$\Phi$	Densité de flux de chaleur, $\text{W.m}^{-2}$
$\tilde{T}$	Composante périodique de la température, K	<i>Indices et exposants</i>	
$P$	Pression statique, Pa	<i>atm</i>	Atmosphère
$C_p$	Capacité thermique à pression constante, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	<i>fr</i>	Face avant du module
<i>Symboles grecs</i>		<i>re</i>	Face arrière du module

## 1. Introduction

La température d'opération des modules photovoltaïques est un paramètre qui intervient notamment dans la conversion photo-électrique ou encore dans la dégradation des cellules photovoltaïques. Plusieurs phénomènes dissipatifs d'ordres intrinsèques ou extrinsèques à la cellule jouent un rôle dans l'établissement de cette température d'opération [1]. A l'échelle du module photovoltaïque, le comportement thermique du système dépend des trois modes de transferts thermiques qui s'établissent avec l'air et l'atmosphère (convection et rayonnement thermique), et avec la structure de l'installation (conduction). Lors de la modélisation de ces déperditions thermiques entre le module photovoltaïque et son environnement, il n'est pas rare de regrouper l'ensemble des trois modes de transferts dans un terme générique dénommé *U - value*. Cette dernière notion est fortement dépendante de l'évolution du phénomène convectif autour des modules, ainsi il existe un grand nombre de corrélations qui dépendent du type d'installation PV [2]. Le regroupement des deux modes convectifs sous un même indicateur reste cependant

problématique pour l'optimisation des systèmes, la convection naturelle évoluant principalement en sous face des modules en fonction de l'espace disponible et de la résistance thermique sous-jacente (toiture, sol, ...) [3]; tandis que la convection forcée émerge sur la surface soumise à un champ de vent. Dans certaines situations, la convection forcée prend également place sur la face opposée en fonction du système de montage et de l'espace disponible [4].

A l'échelle de la centrale photovoltaïque, l'inhomogénéité de l'écoulement de vent (turbulences, obstacles) modifie la déperdition thermique des modules par convection. L'agencement des modules devient un facteur clef aussi bien pour déterminer la résistance à la charge aérodynamique [5], l'action convective naturelle [6] ou forcée [7]. Une étude en soufflerie a notamment permis de mettre en avant la complexité de l'écoulement turbulent dans une centrale solaire [8] ainsi que le rôle de la structure et de la direction du vent dans le gain sur la déperdition thermique [9]. Les hypothèses d'écoulement établi et de champ statistiquement homogène permettent ensuite d'extrapoler le comportement convectif pour des agencements différents. Ces conditions sont vérifiées à partir du 5ème motif périodique pour des écoulements en canaux [10]. Dans les écoulements externes, l'absence de surface adjacente modifie la distribution des contraintes dans le fluide. Le nombre de motif, à partir duquel les hypothèses d'homogénéité statistique et d'établissement de l'écoulement sont vérifiées, doit ainsi être réévalué.

Dans ce travail, deux expériences numériques sont construites pour identifier les modes de convection à l'intérieur d'une centrale solaire. La première section présente le motif élémentaire d'étude, utilisé dans la première exploitation numérique sous forme de modèle périodique. Les comportements thermo-aérodynamiques obtenus sont ainsi représentatif d'une "centrale solaire infinie". La seconde exploitation numérique est ensuite présentée et consiste en une centrale solaire numérisée qui se compose de 40 modules. Les champs physiques obtenus n'étant pas homogènes sur l'ensemble de la zone d'étude, l'objectif est de déterminer dans quelle mesure le cas asymptotique de la "centrale solaire infinie" est vérifié. Un dépouillement des expérimentations numériques est mené dans un second temps et les grandeurs d'intérêts pour qualifier et quantifier les échanges convectifs sont comparés à l'expérience en soufflerie existante.

## 2. Géométries et modèles numériques

Les modèles numériques sont établis sous le logiciel `code_saturne` qui est un solveur de mécanique des fluides open-source. Le formalisme spatial des volumes finis colocalisés est utilisé, les différentes configurations 2-D présentées par la suite sont donc extrudées dans la profondeur ( $x$ ). Les grandeurs de vitesses, pressions et scalaires sont ainsi résolues au même point d'un volume 3-D. Les équations de conservation de la masse et du mouvement moyennées au sens de Reynolds (RANS) sont résolues :

$$\text{div}(\rho\langle\mathbf{u}\rangle) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial\rho\langle\mathbf{u}\rangle}{\partial t} + \text{div}(\rho\langle\mathbf{u}\rangle \otimes \langle\mathbf{u}\rangle) = -\nabla\langle P\rangle + \text{div}(\langle\sigma_v\rangle) - \text{div}(\rho\langle\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'\rangle) \quad (2)$$

où  $\rho$  est la masse volumique du fluide (constante),  $\mathbf{u}$  sa vitesse,  $P$  la pression statique,  $\sigma_v$  le tenseur des contraintes de Reynolds,  $T$  la température du fluide. Le tenseur des contraintes de Reynolds est défini par :  $\sigma_v = 2\mu(S - \frac{1}{3}\text{tr}(S)\mathbb{I})$  dans laquelle  $\mu$  est la viscosité du fluide et le tenseur du taux de déformation  $S$  est défini comme :  $S = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{u} + \nabla\mathbf{u}^T)$ . Le modèle de fermeture pour le terme du tenseur des contraintes de Reynolds  $\langle\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}'\rangle$  est défini par le modèle de turbulence  $k - \omega SST$ .

Pour le scalaire thermique, l'équation de conservation suit également un schéma RANS tel que :

$$C_p \left( \frac{\partial \rho \langle T \rangle}{\partial t} + \text{div}(\rho \langle \mathbf{u} \rangle \langle T \rangle) \right) = - \text{div}(-\lambda \nabla \langle T \rangle) - c_p \text{div}(\rho \langle \mathbf{u}' T' \rangle) \quad (3)$$

où  $\lambda$  est la conductivité thermique du fluide et  $C_p$  sa capacité calorifique (constante). Un modèle algébrique simplifié est utilisé pour décrire le flux de chaleur turbulent tel que  $\langle \mathbf{u}' T' \rangle$ , le nombre de Prandtl turbulent étant fixé à 1.

Pour l'ensemble des expérimentations, le pas de temps est fixé à 0,1 s tandis qu'une vitesse à l'infini de 3,9 m/s est imposée. Le couplage vitesse-pression est réalisé par l'algorithme SIMPLEC [12].

## 2.1. Description du motif élémentaire

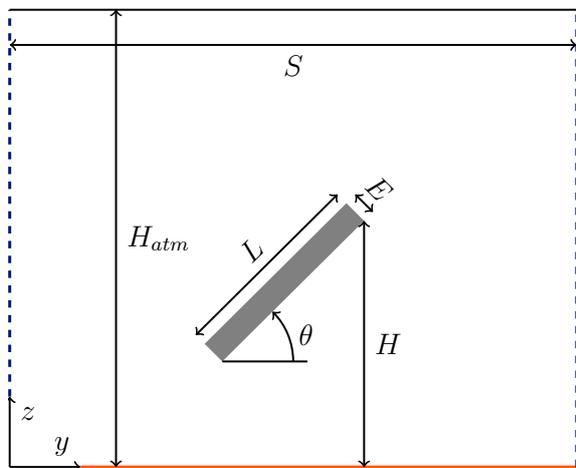


Figure 1: Dimensions du système unitaire.

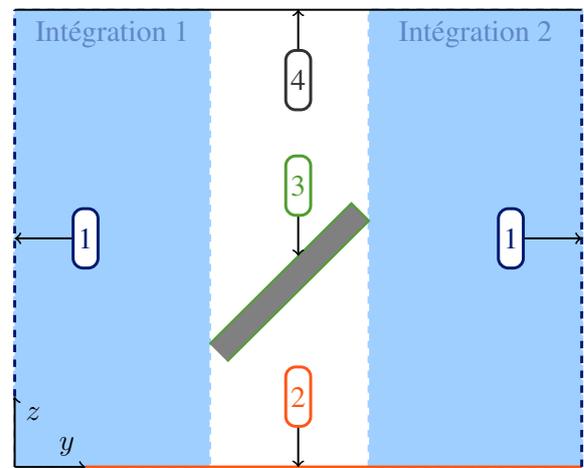


Figure 2: Conditions limites appliquées.

Le motif élémentaire d'étude consiste en un module photovoltaïque assimilé à une plaque plane, inclinée à  $30^\circ$  avec une hauteur maximale par rapport au sol notée  $H$  (Figure 1). Les dimensions du motif sont indiquées dans le Tableau 1. Le sol est également considéré comme une plaque plane dont la rugosité est établie à 0.01 m. Une loi à deux échelles de vitesse, amortie par le modèle de Van Driest [13], est considéré pour la condition de mur lisse. Les conditions limites du problème sont énoncées dans le Tableau 2. Le module agit comme une source de chaleur  $\dot{q} = 450 \text{ W m}^{-2}$  tandis que la température de l'air est fixée par le modèle atmosphérique à  $15^\circ\text{C}$ . L'évolution en température de l'air dans la hauteur du volume est considérée comme négligeable par rapport aux dimensions du système considéré. Une température fixe de  $15^\circ\text{C}$  est appliquée au sol. Compte tenu des conditions de température et considérant que l'échauffement du module ne modifie pas le caractère neutre de la stabilité atmosphérique, une condition de symétrie est appliquée en haut du domaine de calcul.

La condition de périodicité implique de tenir compte des frottements induits par les motifs adjacents ainsi que des productions thermiques émanant des modules. Pour ce faire, les termes de pression et de température sont décomposés en deux termes périodiques et linéairement décroissants tels que  $P(y) = \tilde{P} - \alpha_u y$  et  $T(y) = \tilde{T} - \alpha_T y$  où  $\tilde{P}$  et  $\tilde{T}$  sont les composants périodiques (i.e.  $\tilde{P}(y) = \tilde{P}(y + S)$  et  $\tilde{T}(y) = \tilde{T}(y + S)$ ),  $\alpha_u$  est le coefficient associé à la pression qui est obtenu empiriquement tandis que  $\alpha_T$  est le coefficient associé à la température. Ce dernier est obtenu lors de la résolution de l'équation (3) impliquant la résolution d'un terme

source issue du changement de variable tel que  $\alpha_T = \frac{2 \times \Phi(L+e)}{C_p \dot{m} S}$  avec  $\dot{m}$  le débit massique d'air. Le système d'équation (1),(2) et (3) est ainsi résolu pour les grandeurs périodiques.

	Experimentale	Numérique
L	50,8mm	1676,4mm
B	38mm	1254mm
H	63,4mm	2092,2mm
E	5,3 mm	6 mm
S	87,4mm	2884,2mm
$H_{atm}$	800mm	7260mm

Tableau 1: Dimensions de l'expérience en soufflerie, et dimensions adoptées dans la simulation numérique

n°	Condition	Vitesse	Scalaire
1	Périodique	$U_{y_0} = U_{y_S}$	$T_{y_0} = T_{y_S}$
2	Mur lisse	loi de paroi	$T = cst$
3	Mur lisse	$U_n = 0$	loi de paroi
4	Symétrie	$U_n = 0,$ $\frac{\partial U_\tau}{\partial n} = 0$	$\Phi = cst$ $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$

Tableau 2: Conditions limites appliquées, l'indice  $n$  correspond à la direction normale à la surface considérée.

Dans la suite de ce travail, le nombre de Nusselt est calculé pour les différentes faces du module photovoltaïque. Celui-ci est décrit par la relation :

$$Nu_{face} = \frac{\Phi \times L}{\lambda \times (T_{face} - T_{ref})} \quad (4)$$

dans laquelle  $\lambda$  est la capacité thermique de l'air (constante à  $T_{ref} = 15^\circ C$ ),  $T_{face}$  est recalculée par le solveur.

## 2.2. Validation de la configuration élémentaire

De manière à réduire l'impact de la discrétisation spatiale sur les transferts thermiques observés, une étude de sensibilité au maillage est réalisée. Les maillages construits respectent les conditions de conformité aux bords et sont composés à 99,4% d'hexaèdres réguliers. L'algorithme Netgen est utilisé pour construire le reste des cellules tétraédriques, cette stratégie permet de garantir une faible distorsion autour de la zone d'intérêt ainsi qu'un facteur de forme homogène. Considérant que le maillage le plus fin (*Mfin*) réduit les erreurs de discrétisation spatiale, Figure 3 et Figure 4 montrent la sensibilité des transferts thermiques calculés au maillage respectivement en face avant et arrière du module. Le nombre de Nusselt moyen est obtenu en moyennant les nombres de Nusselt locaux le long des deux faces du module. Dans la suite de ce travail, le second maillage le plus grossier est considéré compte tenu de ses bonnes performances pour capturer l'intensité de la convection sur la face avant du module, avec un coût numérique réduit (modèle Haut-Reynolds). L'accent étant mis sur les variations d'intensités convectives entre les modules, les mauvaises performances obtenues par le maillage sur la face arrière du module sont supposées avoir moins d'impact sur les résultats finaux.

## 2.3. Définition et construction du modèle de la centrale

Un modèle de centrale est construit (Figure 5) en respectant les dimensions du motif unitaire décrit dans les sections précédentes. Le nombre de modules est choisi arbitrairement de tel sorte à garantir un coût de calcul raisonnable. Les dimensions à l'amont et à l'aval de la soufflerie sont également déduites de l'expérience en soufflerie menée par [8]. Les propriétés de rugosités de ces zones sont adaptées. Un profil de vent entrant est appliqué comme condition limite à gauche du domaine tandis qu'une condition de pression constante est appliquée à droite du domaine. En haut du domaine, une condition de mur lisse est également imposée. Les conditions quant au scalaire thermique sont identiques à l'expérience précédente.

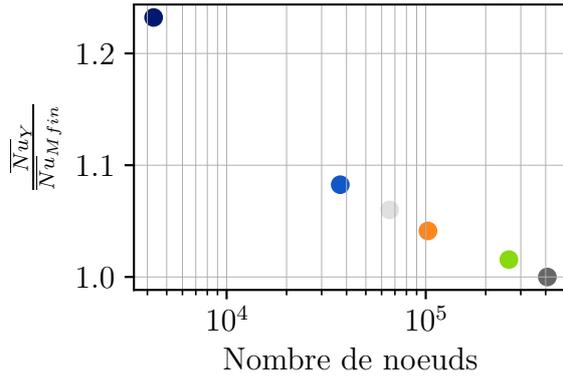


Figure 3: Sensibilité du nombre de Nusselt - Face avant.

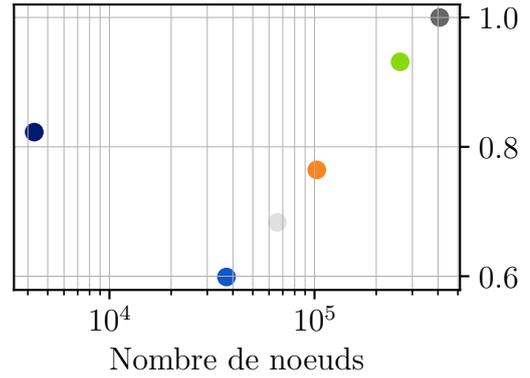


Figure 4: Sensibilité du nombre de Nusselt - Face arrière.

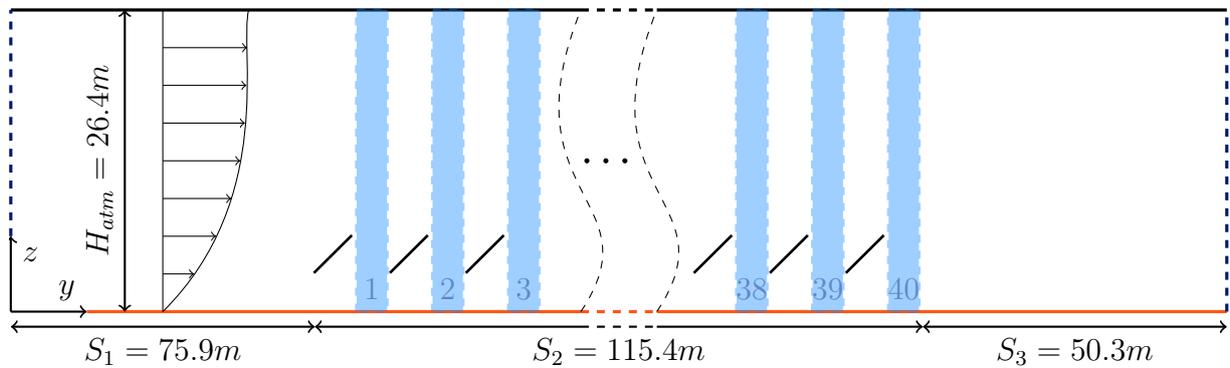


Figure 5: Représentation 2-D de la centrale solaire numérique composée de 40 modules. Les zones situées à l'aval de chaque module sont identifiées par un numéro représentatif de leurs positions dans la centrale

Au niveau de la zone  $S_2$ , le maillage reste identique à celui introduit dans l'expérience précédente. Pour ce faire, le maillage est directement construit dans une étape de "pre-processing" qui comprend le maillage périodique initial et le nombre de répétition du motif souhaité. Cette étape permet également de construire les zones à l'amont et à l'aval de la centrale par extrusion du bord gauche sur la longueur  $S_1$  pour la zone amont et par extrusion du bord droit sur la longueur  $S_3$  pour la zone aval. Compte tenu du nombre de maille impliqué dans le calcul, des lois de progression géométrique sont appliquées dans les deux zones. Les cellules au niveau de la zone de raccordement des maillages ( $S_1 \rightarrow S_2$  et  $S_2 \rightarrow S_3$ ) ont un facteur de forme équivalent. Un facteur de forme maximum égal à 6 est considéré pour les cellules aux extrémités du domaine.

### 3. Résultats et discussions

#### 3.1. Comparaison du profil de vent sur le motif élémentaire à l'expérience

Le profil de vent intégré en amont et en aval du module élémentaire est présenté en Figure 6. Les données sont normalisées par rapport à la vitesse maximale dans la direction  $y$  (abscisses). La hauteur est normalisée par rapport à la hauteur  $H$  du module (Tableau 1). Les données expéri-

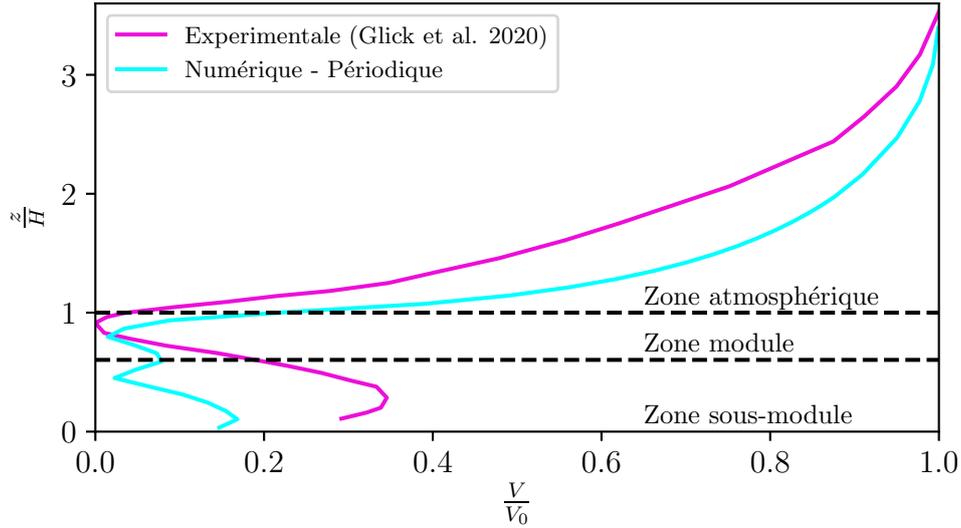


Figure 6: Profil de vent obtenus par le modèle périodique, la courbe expérimentale est récupérée de [8]

mentales obtenues dans [8] sont également indiquées sur la Figure 6. Trois zones d'écoulements apparaissent dans les deux situations : une zone sous-module, une zone "module" et une zone atmosphérique. Les trois zones ont également leurs comportements propres qui sont vérifiés aussi bien dans le schéma numérique que dans l'expérimentation. La zone-sous module se caractérise par un vent de faible intensité avec un maximum local identifié, l'écoulement adopte un comportement typique des écoulements internes, contraints par les parois du système. Dans ce cas, le sol est l'agencement de module font office de canal semi-ouvert. La zone médiane dit zone "module" présente un minimum local autour de 0, marqueur d'une zone de fluide mort ou de recirculation du fluide ; tandis que la zone "atmosphérique" est marquée par une évolution logarithmique de la vitesse de vent. Les marqueurs de la zone sous module sont différents dans les deux situations. Le maximum local est obtenu à proximité du sol alors que l'expérimentation montre un maximum bien clair au milieu du canal formé par le sol et le bas du module. De plus, une zone de recirculation semble apparaître dans le schéma numérique ce qui a un rôle capital dans la déperdition thermique en face arrière du module. Considérant que le sol est supposé peu rugueux ( $z_0 \simeq 0,01m$ ) dans le schéma numérique, la différence d'obtention du maximum local peut s'expliquer par la disparité entre les profils atmosphériques à l'amont du système ou à cause d'un écoulement statistiquement non homogène dans l'expérimentation. Au niveau de la hauteur du module, une légère différence apparaît pour l'obtention du minimum local ( $z/H \simeq 0.7$  contre  $z/H \simeq 0.9$ ) tandis que les zones autour de la hauteur du module présentent des évolutions de vitesse cohérentes les unes par rapports aux autres  $\left( \frac{H}{V_0} / \frac{\partial V}{\partial z} \Big|_{exp} \simeq \frac{H}{V_0} / \frac{\partial V}{\partial z} \Big|_{num} \right)$ . Ces observations peuvent être assimilées à des effets de la turbulence proche module qui modifie le sillage à l'aval de la zone d'interaction avec la structure. La différence de hauteur constatée pour l'obtention de la vitesse minimale peut également provenir de la différence d'échelle entre les deux expériences. L'épaisseur du module photovoltaïque dans la soufflerie expérimentale étant sur-dimensionné par rapport aux autres dimensions.

### 3.2. Évolution des profils de vents dans la centrale

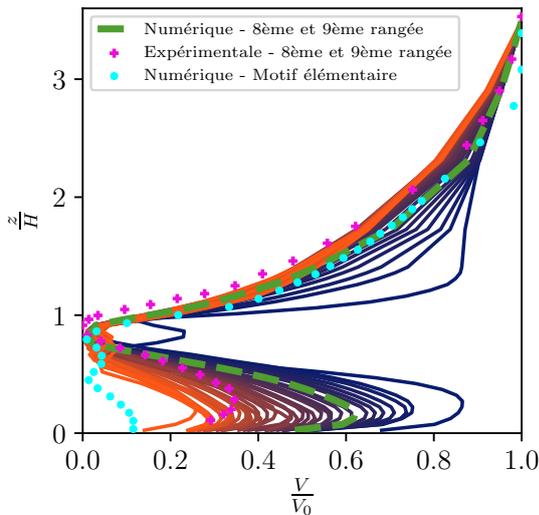


Figure 7: Profils de vent calculés.

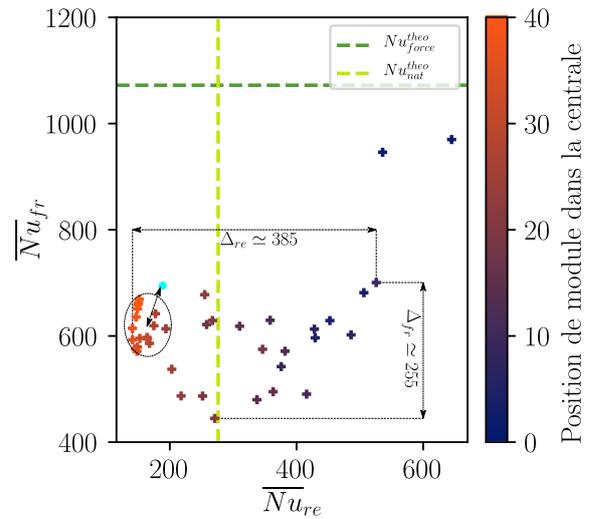


Figure 8: Coefficients d'échanges calculés.

La Figure 7 montre l'évolution des trois zones précédemment citées à l'intérieur de la centrale numérique. Une forte évolution du profil de vent dans la zone sous-module est constatée ( $\frac{V_{max}}{V_0} \simeq 0.9 \rightarrow \frac{V_{max}}{V_0} \simeq 0.25$ ). L'écoulement semble contraint en bas et en haut, avec un essoufflement apparent tout au long de la centrale. Le dernier profil diffère du profil obtenu par la méthode périodique, l'écoulement simulé dans le modèle de centrale ne semble pas encore établi pour cette zone. La zone module autour de  $\frac{z}{H} \simeq 1$  reste globalement identique le long de la centrale. La zone de recirculation se forme au fur et à mesure de l'écoulement dans la zone inférieure de la zone module  $\frac{z}{H} \simeq 1^-$ . Elle est alimentée à la fois par la zone atmosphérique, dont le profil est cohérent tout au long de la centrale excepté pour les toutes premières rangées, et le profil sous module qui présente une dépendance au modèle de turbulence adopté ( $k - \omega SST$  dans notre cas). L'établissement de la zone atmosphérique au niveau  $\frac{z}{H} \simeq 1^+$  tend à montrer que le phénomène convectif en face avant atteindra rapidement un seuil d'intensité, tandis qu'en face arrière ce seuil sera obtenu plus tardivement, ce qui aura une conséquence sur le mode de transfert.

### 3.3. Hétérogénéité des modes de transferts convectifs dominants

Chaque point de la Figure 8 montre les déperditions des faces avant et arrière pour chaque module de la centrale. Les intensités convectives obtenues avec des corrélations usuelles de la littérature sont représentées avec des pointillés [14], [15]. En face avant, les premiers modules de la centrale ont des intensités convectives proches de la littérature, les modules suivant convergent rapidement autour d'une intensité convective  $Nu_{fr} \simeq 600$ . Ce résultat corrobore l'observation effectuée dans la section précédente par rapport aux profils de vents dans la zone module supérieure. En face arrière, la convection s'établit plus lentement, le transfert étant plus important que la valeur de la littérature pour les 16 premiers modules. L'étalement des intensités tout au long de la centrale est également plus marqué en face arrière  $\Delta_{re} \simeq 385$  contre  $\Delta_{fr} \simeq 255$ , omettant les deux premiers modules (effets de bords). Cette observation tend à indiquer que le régime de convection thermique en face arrière subit plus fortement les effets du sillage aérodynamique. Après la 16ème rangée, les intensités convectives sont regroupées et se rapprochent de la prédiction des intensités obtenues par le modèle périodique.

## 4. Conclusion

L'étude des transferts convectifs à l'échelle de la centrale photovoltaïque montre une dispersion des intensités convectives calculées au niveau de chaque module. Le modèle périodique développé dans ce document prédit correctement le comportement thermique des modules à partir de la 3<sup>ème</sup> rangée, plus particulièrement pour la prédiction des échanges en face avant. La prédiction de la face arrière est perturbée par l'émergence d'une zone de recirculation qui dépend du schéma numérique adopté. L'utilisation du modèle périodique couplé à la connaissance de la géométrie de la centrale étudiée peut ainsi permettre d'estimer le coefficient d'échange global généralement intégré dans les modélisations de centrale à l'échelle unidimensionnelle. Une perspective de ce travail est de reconstruire des corrélations simplifiées et adaptées à la structure des centrales photovoltaïques.

## Références

- [1] Hirst, L. C., & Ekins-Daukes, N. J. (2011). Fundamental losses in solar cells. *Progress in Photovoltaics : Research and Applications*, 19(3), 286–293. <https://doi.org/10.1002/pip.1024>
- [2] Skoplaki, E., & Palyvos, J. A. (2009). Operating temperature of photovoltaic modules : A survey of pertinent correlations. *Renewable Energy*, 34(1), 23–29. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.04.009>
- [3] Mirzaei, P. A., & Carmeliet, J. (2015). Influence of the underneath cavity on buoyant-forced cooling of the integrated photovoltaic panels in building roof : a thermography study. *Progress in Photovoltaics : Research and Applications*, 23(1), 19–29. <https://doi.org/10.1002/pip.2390>
- [4] Chowdhury, M. G., Goossens, D., Goverde, H., & Catthoor, F. (2018). Experimentally validated CFD simulations predicting wind effects on photovoltaic modules mounted on inclined surfaces. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 30(March 2017), 201–208. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.10.005>
- [5] Jubayer, C. M., & Hangan, H. (2016). A numerical approach to the investigation of wind loading on an array of ground mounted solar photovoltaic (PV) panels. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 153, 60–70. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2016.03.009>
- [6] B.Stanislawski, Margairaz, F., Cal, R. B., & Calaf, M. (2020). Potential of module arrangements to enhance convective cooling in solar photovoltaic arrays. *Renewable Energy*, 157, 851–858.
- [7] Waterworth, D., & Armstrong, A. (2020). Southerly winds increase the electricity generated by solar photovoltaic systems. *Solar Energy*, 202(April), 123–135. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.03.085>
- [8] Glick, A., Ali, N., Bossuyt, J., Recktenwald, G., Calaf, M., & Cal, R. B. . Infinite photovoltaic solar arrays : Considering flux of momentum and heat transfer. *Renewable Energy*, 156, 791–803 (2020).
- [9] Smith, S. E., et al., Configuration Effects on Flow Dynamics and Convective Behavior in Large-Scale Solar Arrays. *Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, 2020-June, 2195–2196.
- [10] Sparrow, E. M., Niethammer, J. E., & Chaboki, A. (1982). Heat transfer and pressure drop characteristics of arrays of rectangular modules encountered in electronic equipment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25(7), 961–973. \*
- [11] Armstrong, S., & Hurley, W. G. (2010). A thermal model for photovoltaic panels under varying atmospheric conditions. *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), 1488–1495. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.03.012>
- [12] J. P. Van Doormaal & G. D. Raithby (1984) Enhancements of the simple method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical Heat Transfer*, 7 :2, 147-163,
- [13] Driest, V. (1956). On Turbulent Flow Near a Wall. *Journal of the Aeronautical Sciences* <https://doi.org/10.2514/8.3713>
- [14] Test, F.L. & Lessmann, R.C & Johary, A. (1981). Heat Transfer During Wind Flow over Rectangular Bodies in the Natural Environment *Journal of Heat Transfers* 103(2), 262-267
- [15] Holman, J.P., *Heat Transfer*, McGraw-Hill (1992)