

Etude comparative des corrélations qui régissent les échanges convectifs au sein du chenal d'un panneau aérovoltaïque.

Benoit LIEMANS^{1*}, Véronique FELDHEIM¹, Daniel BOUGEARD², Serge RUSSEIL²

¹ UMONS - Faculté polytechnique - Service de thermique et combustion

Rue de l'Épargne, 56 - 7000 Mons - Belgique

² CERi Energie Environnement - IMT Nord Europe

941, rue Charles Bourseul - 59508 Douai Cedex - France

* (auteur correspondant : benoit.liemans@umons.ac.be)

Résumé - Cet article traite de l'étude des corrélations servant à établir le nombre de Nusselt, nécessaire à l'évaluation des coefficients d'échange thermique par convection, au sein du chenal d'un panneau solaire hybride à air. Nous comparons des corrélations existantes aux résultats obtenus par simulation numérique pour différents débits d'air et différentes isolations du panneau dans le cas d'un canal d'épaisseur constante mais aussi pour une géométrie tenant compte des rétrécissements dus au cadre du panneau.

Nomenclature

c_p capacité thermique, J/kg.K
 d_c dimension caractéristique, m
 K coefficient de transfert, W/m².K
 h hauteur, m
 l largeur, m
 L longueur, m
Nu nombre de Nusselt, –
 q_m débit massique, kg/s
 $q_{m, lin}$ débit massique par mètre de largeur d'ouverture, kg/s.m
Pr nombre de Prandtl, –
Re nombre de Reynolds, –
 t température, °C
 T température, K
 v vitesse, m/s

Symboles grecs

α facteur d'absorption, –
 η rendement, –
 ε émissivité, –
 λ conductivité thermique, W/m.K
 ϕ flux, W
 φ densité de flux, W/m²

σ constante de Stefan-Boltzmann, W/m².K⁴
 θ différence de température, K

Indices et exposants

amb air ambiant
c cellule PV
CF convection forcée
CN convection naturelle
cond conduction
elec électrique
env environnement
ext extérieur
ii face inférieure de l'isolant
inf inférieur
is face supérieure de l'isolant
ray rayonnement
sky ciel
sol solaire
sup supérieur
ted tedlar
top dessus
v vitrage

1. Introduction

Cette communication est réalisée dans le cadre d'un projet qui consiste à étudier, modéliser et monitorer les interactions entre une installation aéro-photovoltaïque améliorée et un bâtiment énergétiquement performant afin d'optimiser l'utilisation des ressources renouvelables (électrique

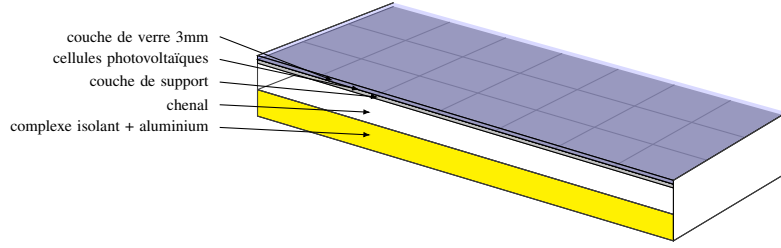


Figure 1 : exemple de composition d'un panneau PV/Ta simple

et thermique dans le cas de ces panneaux hybrides) en fonction des besoins de ce dernier [1]. Lors de la modélisation du comportement thermique des panneaux classiques, la question suivante a été soulevée : « Les corrélations usuelles permettant de déterminer les échanges thermiques par convection via le calcul du nombre de Nusselt sont-elles adaptées en tant que telles pour étudier les transferts de chaleur au sein du chenal d'un panneau aérovoltaïque ? »

1.1. Le modèle thermique du panneau aéro-photovoltaïque

Un panneau aéro-photovoltaïque (PV/Ta) est un panneau solaire hybride qui vise à produire aussi bien de l'électricité (solaire photovoltaïque) qu'à récupérer de la chaleur (solaire thermique). Le concept est loin d'être récent et remonte au moins aux années 70's et avait initialement pour but de refroidir à faible coût les cellules photovoltaïques afin d'en améliorer le rendement [2]. Depuis lors, de nombreux systèmes ont été envisagés et étudiés, dont T. T. Chow en propose un tour d'horizon assez intéressant [3]. Ceux-ci peuvent se regrouper selon 2 catégories en fonction du type de fluide caloporteur utilisé : les dispositifs utilisant un liquide et ceux à air. Ces derniers sont moins efficaces thermiquement dû à la faible chaleur massique de l'air mais ont l'avantage d'être technologiquement plus simples et moins onéreux dans leur conception. Qui plus est, l'air est disponible gratuitement, en abondance et indispensable à la bonne ventilation des bâtiments.

La forme la plus simple d'un panneau PV/Ta consiste à venir créer un chenal pour le passage de l'air sous le panneau photovoltaïque au moyen d'une plaque parallèle à ce dernier comme le montre la figure 1. Si la hauteur du chenal est faible par rapport à sa largeur, nous pouvons étudier les performances du panneau à l'aide d'un modèle thermique 1-D en considérant un schéma électrique équivalent représenté sur l'illustration 2 et régi par les équations (1) à (6) qui représentent les bilans énergétiques aux différents nœuds t_{top} , t_{PV} , t_{ted} , t_{air} , t_{is} et t_{ii} .

$$\alpha_v \varphi_{sol} + K_{cond1}(t_{PV} - t_{top}) = K_{CF,ext}(t_{top} - t_{amb}) + K_{ray,sky}(t_{top} - t_{sky}) + K_{ray,env,sup}(t_{top} - t_{env}) \quad (1)$$

$$\tau_v \alpha_c \varphi_{sol} = \eta_{PV} \tau_v \alpha_c \varphi_{sol} + K_{cond1}(t_{PV} - t_{top}) + K_{cond2}(t_{PV} - t_{ted}) \quad (2)$$

$$K_{cond2}(t_{PV} - t_{ted}) = K_{CF1}(t_{ted} - t_{air}) + K_{ray}(t_{ted} - t_{is}) \quad (3)$$

$$\varphi_{air} = K_{CF1}(t_{ted} - t_{air}) + K_{CF2}(t_{is} - t_{air}) = q_{m,lin} c_p \frac{dt_{air}}{dx} \quad \text{avec } x \text{ dans le sens de l'écoulement} \quad (4)$$

$$K_{ray}(t_{ted} - t_{is}) = K_{CF2}(t_{is} - t_{air}) + K_{cond3}(t_{is} - t_{ii}) \quad (5)$$

$$K_{cond3}(t_{is} - t_{ii}) = K_{CF,ext}(t_{ii} - t_{amb}) + K_{ray,env,inf}(t_{ii} - t_{env}) \quad (6)$$

Dans le chenal, nous trouvons des transferts de chaleur par convection entre l'air et la face inférieure du panneau photovoltaïque, de la convection également entre l'air et la face supérieure du panneau inférieur et enfin par rayonnement entre ces deux surfaces. Afin de pouvoir déterminer les coefficients de transfert par convection K_{CF1} et K_{CF2} , il nous faut trouver des corrélations établissant le nombre de Nusselt (Nu) dans notre configuration, soit pour un chenal rectangu-

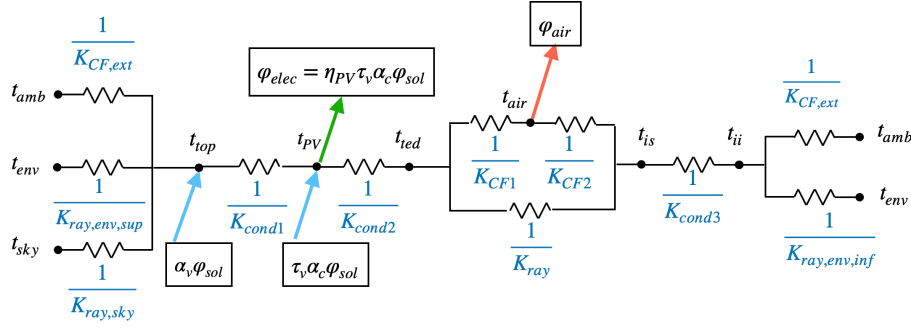


Figure 2 : modèle 1D stationnaire simple d'un PV/Ta

laire d'un ratio hauteur sur largeur de 0.02, pour des nombres de Reynolds dans une fourchette de 1000 à 8000.

1.2. Des corrélations pour évaluer le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel introduit pour étudier les transferts thermiques entre un fluide et une surface solide. Il est le rapport entre les transferts par convection et ceux par conduction. En convection forcée le nombre de Nusselt peut se déterminer par des corrélations empiriques faisant intervenir le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl.

$$Nu = \frac{\phi d_c}{\theta \lambda} = \frac{K d_c}{\lambda} = f(Re, Pr) \quad (7)$$

Dans les études publiées sur le comportement thermique des panneaux aéro-photovoltaïques, certains comme Farshchimonfared et al. [5], Das et al. [6] ou Rejeb et al. [7] s'appuient sur la corrélation générale de Dittus-Boelter reprise dans l'équation (8). D'autres, tels Hegazy [8], Tonui et Tripanagnostopoulos [9] ou Shahsavari et Ameri [10] privilégient celle de Biehl établie sur base des travaux de Tan et Charters [11] (voir eq.(9)). Et enfin, des auteurs ne mentionnent parfois simplement pas les corrélations utilisées.

$$Nu_{D-B} = 0.0234 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{DITTUS-BOELTER} \quad (8)$$

$$Nu_{Bi} = 0.0158 Re^{0.8} + (0.00181 Re + 2.92)e^{-0.03795 L_c/D_h} \quad \text{BIEHL} \quad (9)$$

Ces expressions sont applicables pour des régimes turbulents établis ($Re \geq 10\,000$). Pour les régimes laminaires établis ($Re \leq 2300$), Das [6] et Rejeb [7] se limitent à l'utilisation de la valeur fixe de 4.36, d'autres annoncent se référer de manière moins précise aux travaux de Shah et London [12]. De leur côté, Candanedo et al. [13] ont développé leurs propres corrélations, eq. (10) et (11), à partir de mesures sur une installation PV/Ta intégrée à la toiture d'une maison test (BIPV/T) et celles-ci présentent des profils fort différents de ce qui était d'usage auparavant. D'une part, ils dissocient les corrélations des échanges supérieur et inférieur du chenal et, surtout, les valeurs sont bien plus importantes, du simple au double, que ne le laissent présager les relations usuelles, voir figure 3.

$$Nu_{Cand,top} = 0.052 Re^{0.78} Pr^{0.4} \quad \text{CANDANEDO(TOP)} \quad (10)$$

$$Nu_{Cand,inf} = 1.017 Re^{0.471} Pr^{0.4} \quad \text{CANDANEDO(INF)} \quad (11)$$

Puisque notre objectif est l'amélioration des panneaux aéro-photovoltaïques en augmentant les échanges convectifs, il est important d'avoir un modèle de base le plus réaliste possible de ce point de vue afin de pouvoir quantifier correctement l'augmentation des performances.

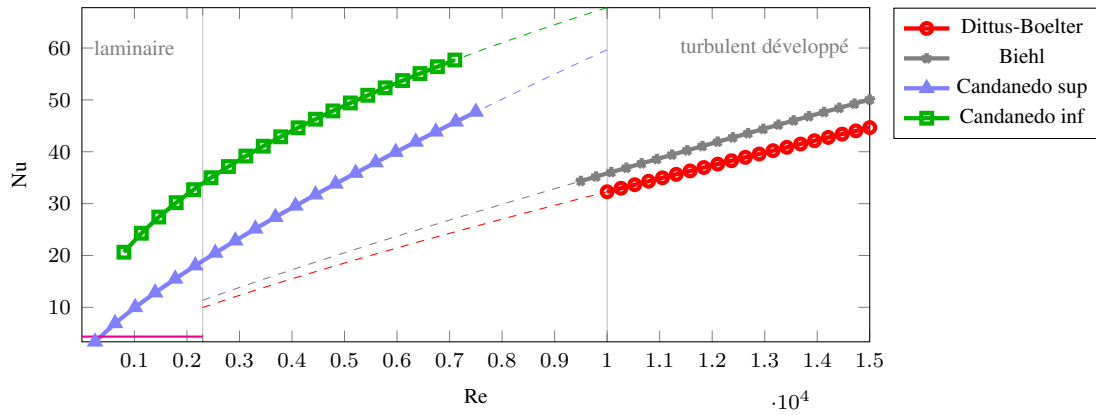


Figure 3 : corrélations de Nu pour un Pr = 0.707

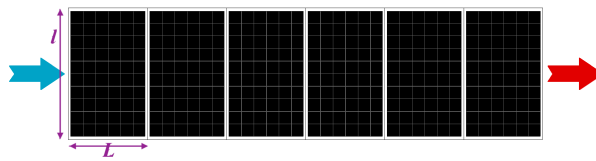


Figure 4 : schéma de principe de l'installation aéro-photovoltaïque

2. Simulation numérique des transferts thermiques dans le chenal

L'installation PV/Ta étudiée (fig. 4) prévoit l'entrée d'air via une grille placée le long de la plus grande dimension d'un des panneaux de 1.68 x 1.02 m. Le chenal présente quant à lui une hauteur h de 35 mm. Le domaine que nous avons simulé est un parallélépipède rectangle de ratio $L/h=29.143$ et dont nous avons considéré l'épaisseur négligeable (aucun transfert selon Y) (situé au milieu de la largeur du panneau en $y = \frac{l}{2}$). Nous avons utilisé le logiciel StarCCM+ pour résoudre les équations de Navier-Stokes (y compris les transferts radiatifs de surface à surface) et celle de conservation de l'énergie pour obtenir les champs de vitesse et température.

2.1. Géométrie et conditions aux limites

Deux types de géométrie de canal sont étudiées :

- la première géométrie est un canal avec une épaisseur constante le long de l'écoulement,
- la seconde est déterminée à partir de mesures effectuées sur l'installation en notre possession et possède un profil non constant dans le sens de l'écoulement avec un élargissement

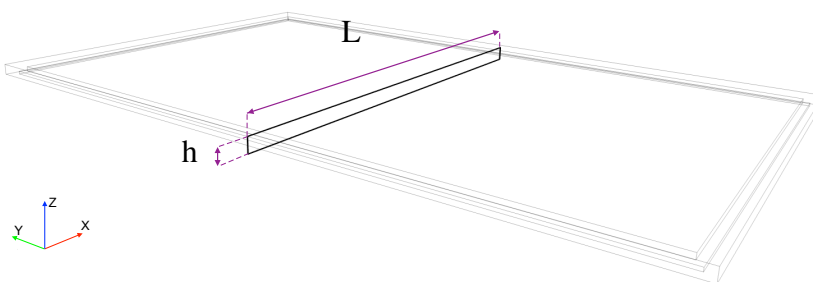


Figure 5 : vue 3D de la modélisation du chenal représenté en gras ($L=1020\text{mm}$ et $h = 35\text{mm}$)

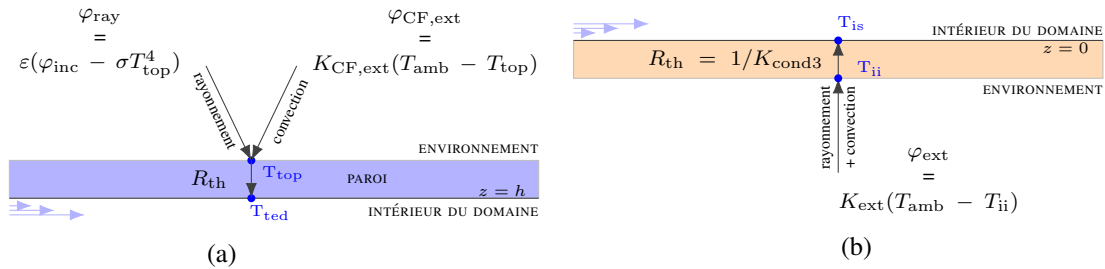


Figure 6 : conditions aux limites sous le panneau PV (a) et au-dessus du panneau inférieur (b)

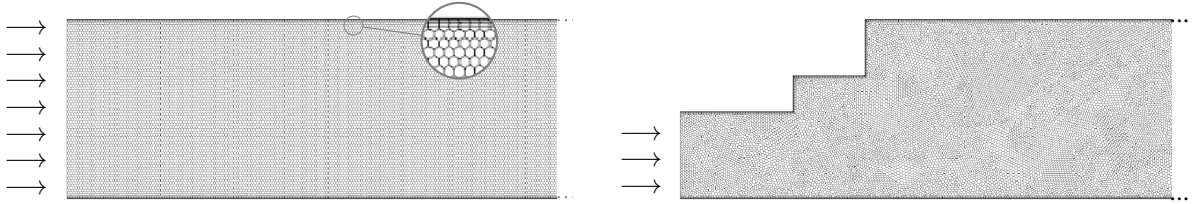


Figure 7 : maillage au niveau des zones d'admission pour les 2 géométries

et un rétrécissement.

Les échanges thermiques entre la paroi supérieure (en $z = h$) et l'ambiance extérieure (fig. 6.a) sont modélisés par la prise en compte de la conduction dans les différentes couches composant le panneau PV (caractérisée par la résistance thermique R_{th}), la convection via un coefficient de transfert thermique ($K_{CF,ext}$) et le rayonnement grâce à l'émissivité (ϵ) de la face supérieure du panneau PV. Nous imposons également une condition de non glissement de l'écoulement d'air sur la paroi. Au niveau de la paroi inférieure (en $z = 0$), les échanges sont caractérisés par un coefficient de conduction (K_{cond3}) et un coefficient d'échange global extérieur (K_{ext}) reprenant les échanges convecto-radiatifs avec l'ambiance extérieure (voir figure 6.b). Les conditions à l'entrée imposent la température de l'air (ici égale à celle de l'ambiance extérieure), le débit massique (\dot{q}_m) ainsi que des conditions d'état initial de la turbulence de l'air. Selon Li et Karava [14] le modèle RANS ($k - \epsilon$) donne des résultats satisfaisants dans le cadre des écoulements à l'arrière de panneaux hybrides en façade (BIPV/T). Dans un premier temps, nous partons donc sur base de ce modèle et introduisons les conditions aux limites d'intensité de la turbulence ($I = 0.1$) de l'air au départ et le rapport de viscosité turbulent ($\frac{\mu_t}{\mu} = 10$).

2.2. Maillage et indépendance au nombre de mailles

Le maillage est composé de mailles polyédriques et un raffinement par couches prismatiques de plus en plus fines est réalisé le long des faces supérieure et inférieure afin de capter correctement les différents profils (température et vitesse) dans la zone d'interface fluide-solide, comme représenté sur la figure 7. Nous avons réalisé une étude de sensibilité au maillage en démarrant d'une situation pour laquelle la dimension de base d'une maille était 1 mm et que nous faisons grandir successivement d'un facteur 1.3. Nous nous sommes fixé comme limite acceptable une différence de 0.05 K ou 0.001 m/s sur les température et vitesse moyennes dans un intervalle de 2% autour du milieu de la hauteur, soit $0.49h \leq z \leq 0.51h$ en $x = \frac{L}{2}$ (voir figure 8 et tableau 1). Afin d'alléger les temps de calcul, nous avons donc opté pour un maillage à 475 398 éléments.

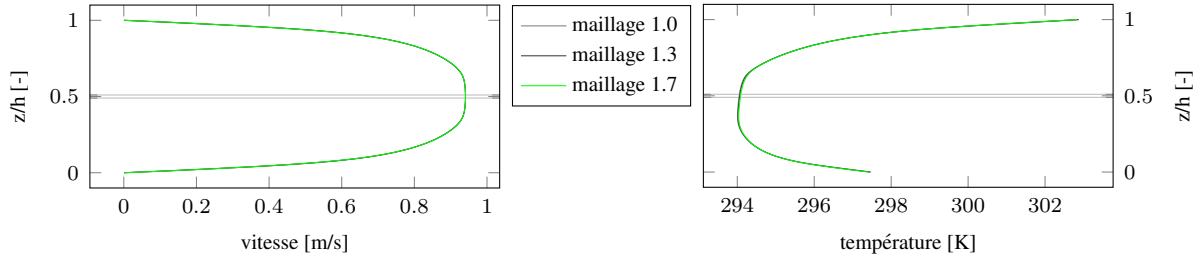


Figure 8 : comparaison des profils de vitesse et température en $x = \frac{L}{2}$

	1.0	1.3	1.7
nombre de cellules	1 281 434	784 750	475 398
$v_{(z=h/2)}$ [m/s]	0.94071	0.94073	0.94085
$T_{(z=h/2)}$ [K]	294.049	294.063	294.085

Tableau 1 : vitesse et température moyenne (en $x=L/2$ et $z=h/2 \pm 1\%$) en fonction du maillage

2.3. Exploitation des résultats de simulation

A partir des simulations, nous récupérons les températures $\overline{t_{ted}}$, $\overline{t_{is}}$ (moyennes de température sur les surfaces supérieure et inférieure) et $\overline{t_{air}}$ (moyenne sur le domaine). Connaissant les températures, nous pouvons déterminer les coefficients de transfert thermique, en commençant par K_{ray} (éq. 12). Puisque le coefficient d'échange du plan inférieur avec l'ambiance K_{bot} (éq. 13) est connu, nous pouvons déterminer le coefficient d'échange convectif de ce plan avec l'air du chenal K_{CF2} (éq. 14) et ensuite celui du plan supérieur K_{CF1} (éq. 15).

$$K_{ray} = \sigma \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{ted}} + \frac{1}{\varepsilon_{is}} - 1} \frac{(\overline{T_{ted}}^4 - \overline{T_{is}}^4)}{(\overline{T_{ted}} - \overline{T_{is}})} \quad (12)$$

$$K_{bot} = \frac{1}{\frac{1}{K_{ext}} + \frac{1}{K_{cond3}}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{K_{cond3}}} \quad \text{avec } K_{cond3} \in [1, 10, 50, 70] \quad (13)$$

$$K_{CF2} = \frac{K_{ray}(\overline{t_{ted}} - \overline{t_{is}}) - K_{bot}(\overline{t_{is}} - t_{amb})}{(\overline{t_{is}} - \overline{t_{air}})} \quad (14)$$

$$K_{CF1} = \frac{\frac{q_m c_p (\overline{t_{out}} - \overline{t_{in}})}{L \times l} - K_{CF2}(\overline{t_{is}} - \overline{t_{air}})}{(\overline{t_{ted}} - \overline{t_{air}})} \quad (15)$$

Nous pouvons ensuite, sur base de l'équation 7 et pour chacun des coefficients de transfert par convection, établir le nombre de Nusselt moyen correspondant en considérant comme dimension caractéristique $d_c = 2h$ (ici 0.070 m) et la conductivité thermique l'air (λ) à la température moyenne $\overline{t_{air}}$.

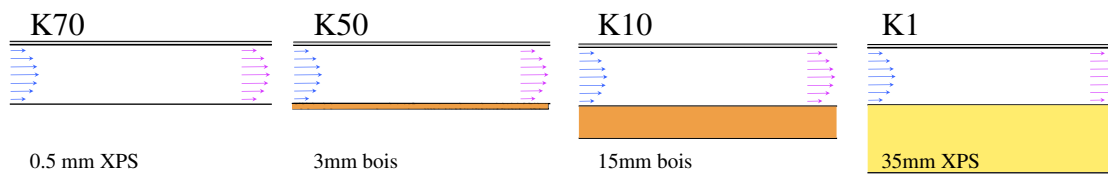


Figure 9 : différentes compositions du panneau inférieur

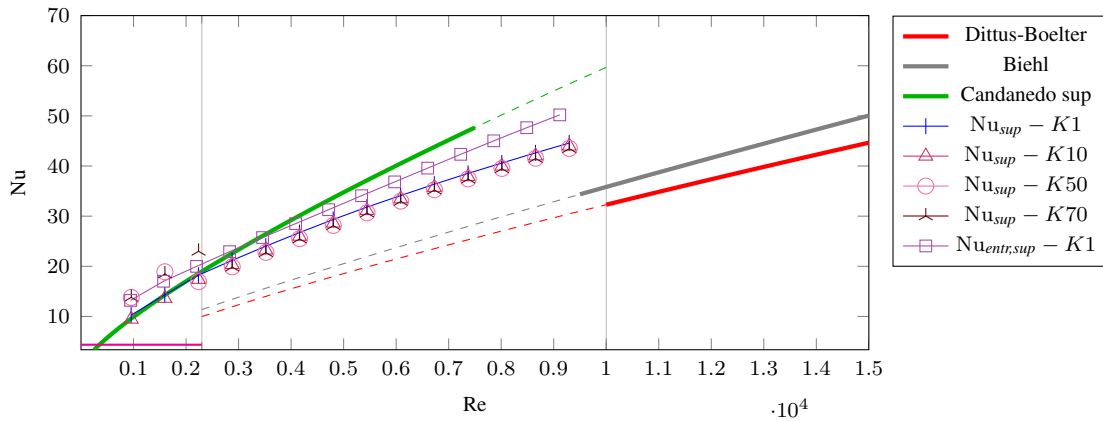


Figure 10 : comparaison des Nu air/panneau PV

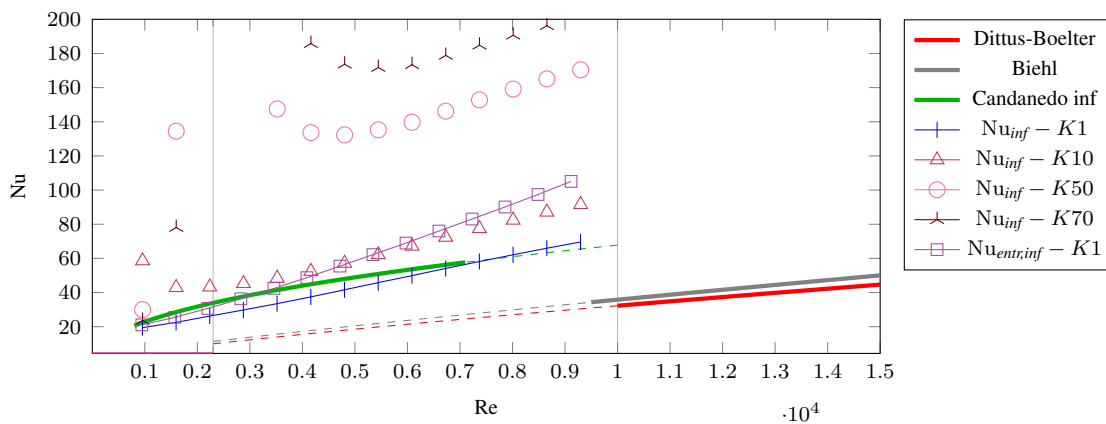


Figure 11 : comparaison des Nu air/panneau inférieur

2.4. Résultats

En faisant varier le débit d'air à l'entrée dans une gamme de 0.015 à 0.145kg/s, nous pouvons établir, pour différentes compositions du panneau inférieur (voir figure 9) pour le chenal constant et uniquement avec un isolant de 35mm pour le chenal profilé, les évolutions du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.

Sur la figure 10 qui a trait à ce qui se passe sous le panneau photovoltaïque (échanges convectifs de la partie supérieure du canal), nous pouvons constater que pour un chenal sans rétrécissement aux extrémités (Nu_{sup}), la corrélation de Candanedo convient pour des Reynolds faibles pour autant que le panneau inférieur du chenal soit un minimum isolé (K10-K1) alors que pour $Re > 2500$, il y a une surestimation croissante par rapport aux valeurs obtenues via Dittus-Boelter qui monte jusqu'à 22% pour un Reynolds de 7400. Les résultats obtenus pour la simulation prenant en compte la géométrie d'entrée et de sortie ($Nu_{entr,sup}$) montrent une augmentation moyenne par rapport à la géométrie de section constante de 11% et jusqu'à 28% pour les débits les plus faibles avec une tendance moyenne qui se rapproche un peu plus de ce que propose Candanedo.

En ce qui concerne les échanges au niveau inférieur du chenal (figure 11), les résultats sont moins regroupés et les valeurs obtenues pour le panneau inférieur non isolé (K50 et K70) sont jusqu'à 6 fois supérieures aux prévisions de Candanedo et 20 fois plus grandes que celles obtenues via les corrélations usuelles. Dès lors que le panneau est isolé (K1), les nombres de

Nusselt que nous obtenons sont proches mais inférieurs aux prédictions de Candanedo pour des $Re < 7000$. Il convient toutefois de rester prudent sur ce rapprochement puisque le graphe est ici écrasé par les hautes valeurs. Les nombres de Nusselt obtenus à partir de la corrélation de Candanedo sont en moyenne 16% supérieurs à nos résultats pour la géométrie à section constante (K1) avec des pointes jusqu'à 27% pour $Re < 3000$. La situation est très différente pour les valeurs obtenues pour la géométrie qui tient compte de la présence du cadre ($Nu_{entr,inf}$). Pour $Re < 3200$, nos résultats sont en moyenne 5% en-deçà des prédictions de Candanedo mais au-delà de 4000, la tendance s'inverse et nous voyons des écarts croissants jusqu'à 50%.

3. Conclusion

Nous avons pu montrer que l'utilisation des corrélations $Nu(Re)$ usuelles pour des valeurs du nombre de Reynolds inférieures à 10 000, y compris celle de Biehl pourtant orientée panneau solaire, sous-évaluent systématiquement et de manière importante les échanges convectifs dans les panneaux PV/Ta mais également que la prise en compte des rétrécissements dus au cadre des panneaux donne des valeurs de Nu sensiblement plus élevées. Afin de vérifier ce dernier point, il serait intéressant de comparer nos résultats avec ceux obtenus à partir d'un modèle $k-\omega$. Nous envisagerons ensuite d'étudier les échanges thermiques dans le cas d'une géométrie plus complexe du panneau inférieur (3D).

Références

- [1] B. Liémans et al., Etude de la combinaison de panneaux aérovoltaiques améliorés et d'un bâtiment énergétiquement performant., *Congrès Français de Thermique SFT 2022* (Valenciennes, 31 mai – 3 juin 2022), 543–550.
- [2] Evans, D.L., Florschuetz, L.W., Cost studies on terrestrial photovoltaic power systems with sunlight concentration, *Solar Energy*, Vol. 19 (1977), 255–262.
- [3] T.T. Chow, A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology, *Applied Energy*, Vol. 87 (2010), 365-379
- [4] A. Tiwari et al., Performance evaluation of photovoltaic thermal solar air collector for composite climate of India, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 90 (2006), 175–189
- [5] M. Farshchimonfared et al., Channel depth, air mass flow rate and air distribution duct diameter optimization of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors linked to residential buildings, *Renewable Energy*, Vol. 76 (2015), 27-35
- [6] D. Das et al., Development of a novel thermal model for a PV/T collector and its experimental analysis, *Solar Energy*, Vol. 188 (2019), 631–643
- [7] O. Rejeb et al., Novel solar pv/thermal collector design for the enhancement of thermal and electrical performances, *Renewable Energy*, Vol. 146 (2020), 610–627
- [8] Adel A. Hegazy, Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors, *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, (2000), 861-881
- [9] J.K. Tonui, Y. Tripanagnostopoulos, Air-cooled PV/T solar collectors with low cost performance improvements, *Solar Energy*, Vol. 81, (2007), 498-511
- [10] A. Shahsavari, M. Ameri, Experimental investigation and modeling of a direct-coupled PV/T air collector, *Solar Energy*, Vol. 84, (2010), 1938-1958
- [11] K. Altfeld et al., Second law optimization of flat-plate solar air heaters Part I : The concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters, *Solar Energy*, Vol. 41, Issue 2, (1988), 127–132
- [12] R. K. Shah, A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts : A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Academic Press(1978).
- [13] L. M. Candanedo, Convective Heat Transfer Coefficients in a Building-Integrated Photovoltaic/Thermal System, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 133 (2011), 021002-1 - 021002-14
- [14] S. Li, P. Karava. Evaluation of Turbulence Models for Airflow and Heat Transfer Prediction in BIPV/T Systems Optimization . *Energy Procedia*, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012), 30 (1 janvier 2012) : 1025-34.