

# Refroidissement par convection naturelle d'une plaque verticale soumise à flux de chauffage discontinu.

Saâd ZOUITENE<sup>1,2,3\*</sup>, Souad HARMAND<sup>1,2</sup>, Laurent REMMERIE<sup>4</sup>, Tewfik BENAZZOUZ<sup>3</sup>, Felice CARDARELLI<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Université Lille Nord de France, F 59000, Lille

<sup>2</sup>UVHC, TEMPO, F-59313 Valenciennes, France

<sup>3</sup>Alstom Transport, Valenciennes, France

<sup>4</sup>Alstom Transport, Charleroi, Belgium

\* (auteur correspondant : [saad.zouitene@gmail.com](mailto:saad.zouitene@gmail.com))

## Résumé

Nous proposons dans cette étude l'analyse numérique de l'effet d'un flux de chauffage discontinu sur le transfert de chaleur par convection naturelle sur une plaque plane. L'objectif est de déterminer l'effet d'une distribution discrète de flux de chauffage sur le refroidissement de douze résistances représentant des composants électronique fixés sur une plaque d'aluminium verticale. Les résultats des simulations réalisées montrent que la distribution de flux de chauffage influence remarquablement le transfert de chaleur.

## Nomenclature

|        |  |
|--------|--|
| $T$    | Température, $K$                                 |
| $u$    | Composante horizontale de la vitesse, $m.s^{-1}$ |
| $v$    | Composante verticale de la vitesse, $m.s^{-1}$   |
| $x, y$ | Coordonnées spatiales, $m$                       |
| $H, L$ | Dimension du domaine, $m$                        |
| $h$    | Hauteur de la plaque (canal), $m$                |
| $a$    | Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$              |
| $g$    | accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$         |

|                             |                    |
|-----------------------------|--------------------|
| <i>Indices et exposants</i> |                    |
| $s$                         | Solide             |
| $g$                         | Gas                |
| $in$                        | Entrée             |
| $out$                       | Sortie             |
| $w$                         | Parois             |
| $max$                       | Maximum            |
| $\infty$                    | Condition ambiante |

### *Nombres adimensionnels*

$Nu_y$  nombre de Nusselt local

$Pr$  nombre de Prandtl

$Ra_y$  nombre de Rayleigh local

$Ra_y^*$  nombre de Rayleigh local modifié  $\frac{g\beta\varphi y^4}{\lambda\nu}$

### *Symboles grecs*

$\beta$  Coefficient d'expansion thermique,  $K^{-1}$

$\lambda$  Conductivité thermique,  $kg.m^{-1}.k^{-1}$

$\mu$  Viscosité dynamique,  $kg.m^{-1}.s^{-1}$

$\varrho$  Densité,  $kg.m^{-3}$

$\varphi$  Densité du flux de chauffage,  $W.m^{-2}$

$\nu$  Viscosité cinématique,  $m^2.s^{-1}$

## 1. Introduction

Beaucoup d'études ont traité la convection naturelle dans un canal ou le long d'une plaque verticale en raison de son utilisation fréquente dans l'industrie et les applications d'ingénierie telles que le refroidissement des équipements électroniques, les industries de transformation alimentaires, chimiques et métallurgiques, la conception des réacteurs nucléaires et l'énergie solaire passive pour le chauffage.

Havet et Bay [1] ont imposé une température non homogène le long de la paroi d'une plaque verticale. Ils ont analysé l'effet de cette condition d'entrée et ont montré que les forces de flottabilité sont localement affectées par l'inhomogénéité de la température imposée, et que le transfert de chaleur est considérablement influencé par la distribution de la température sur la paroi. Desrayaud et Fichera [2] ont étudié numériquement la convection naturelle dans un canal vertical d'un rapport d'aspect égale à 5 avec une ailette isotherme ou adiabatique de chaque côté du canal. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen dépend de la position des ailettes sur le canal. Pour les grandes valeurs du nombre de Rayleigh, plus les ailettes sont placées près de la sortie, plus le nombre de Nusselt moyen augmente. Andreozzi, Campo et Manca [3] ont analysé numériquement la convection naturelle dans un canal composé de deux parois verticales parallèles. Ils ont trouvé que le débit massique varie proportionnellement avec le nombre de Grashof basé sur la hauteur de la plaque chauffante et le rapport de forme du canal. En outre, ils ont trouvé que la température maximale de la paroi diminue avec l'augmentation du rapport de forme et du nombre de Grashof. Yilmaz et Fraser [4] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle turbulente dans un canal vertical. Ils ont présenté les profils de vitesse et de l'énergie cinétique turbulente pour cinq cas suivant cinq positions verticales le long du canal. Leurs résultats montrent que l'écoulement est complètement turbulent près de la sortie.

Dans cette étude, nous cherchons à analyser et optimiser le refroidissement de composants électroniques d'un train (figure 1). L'effet des composants électroniques est représenté par une distribution du chauffage discontinue.

## 2. Modélisation

Dans cette étude, nous analysons la convection naturelle le long d'une plaque verticale de longueur  $h$ . Le but de ce travail est de déterminer l'influence de la distribution du flux de chauffage sur le transfert convectif. Trois positions pour les composants électriques sont considérées (figure 2). La géométrie ainsi que le système de coordonnées sont présentés sur la figure 3. Les directions des composantes  $u$  et  $v$  de la vitesse sont également indiquées. La convection naturelle, l'écoulement ainsi que le transfert de chaleur le long de la plaque verticale ont été simulés à l'aide du logiciel "Comsol Multiphysics". La troisième direction perpendiculaire au plan d'étude est supposée être suffisamment longue pour que le problème soit considéré bidimensionnel.

### 2.1. Formulation mathématique

Les propriétés physiques de la plaque d'aluminium et de l'air sont supposées homogènes et indépendantes de la température dans la gamme étudiée, sauf pour la densité de l'air qui est considérée comme une fonction linéaire de la température.

$$\rho_g = \rho_{g\infty} \left[ 1 - \beta_T (T - T_\infty) \right] \quad (1)$$

L'écoulement le long de la plaque verticale est dû au seul effet de la flottabilité. L'air au voisinage de la plaque est initialement aux conditions ambiantes  $T_\infty$  et  $\rho_\infty$ . Un flux de chauffage  $\varphi$  constant et discontinu est imposé sur la face extérieure de la plaque d'aluminium. Dans la formulation actuelle, les équations de transfert sont écrites à l'état stationnaire pour chacun des domaines et les conditions aux limites sont fournies. Nous obtenons les équations suivantes:

### Dans le solide

On suppose que la conductivité de la plaque d'aluminium est homogène et indépendante de la température, l'équation de la chaleur dans le milieu solide s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2)$$

### Dans le gaz

L'écoulement est bidimensionnel et l'hypothèse de Boussinesq est admise. En outre, nous supposons que le transfert radiatif et la dissipation visqueuse sont négligeables. Ainsi, les équations de conservation à l'intérieur du canal s'écrivent :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$\rho_g \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_g \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho_{g\infty} \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_g \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\rho_{\infty} [\beta_T (T - T_{\infty})] \quad (5)$$

$$\left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\lambda_g}{\rho_g C_{p_g}} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (6)$$

## 2.2. Les conditions aux limites

La condition d'adhérence permet d'écrire (figure 3) :

$$u = v = 0 \text{ en } x = 0 \text{ et } x = L \text{ et } \forall -h1 \leq y \leq H - h1 \quad (7)$$

$$u = v = 0 \text{ en } y = -h1 \text{ et } \forall 0 \leq x \leq L \quad (8)$$

$$p_{y=H-h1} = P_{\infty} \quad (9)$$

Les conditions aux limites thermiques sont comme suit:

Le flux de chauffage imposé sur la surface extérieure de la plaque d'aluminium est constant et discontinu:

$$-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=-e} = \varphi * f(y) ; \quad (10)$$

$$\begin{cases} f(y) = 1 & \text{si } 0.15 \leq y \leq 0.25 ; 0.35 \leq y \leq 0.45 ; 0.55 \leq y \leq 0.65 ; 0.75 \leq y \leq 0.85 . \\ f(y) = 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

$$-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = -\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=h} = 0 \quad (11)$$

Condition de continuité de flux :

$$-\lambda_s \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0, 0 \leq y \leq h} = -\lambda_g \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0, 0 \leq y \leq h} \quad (12)$$

## 2.3. Le modèle numérique

Le domaine de calcul est composé d'un sous domaine solide d'épaisseur constante (12mm) et d'un sous domaine air de dimensions  $H \times L$  (figure 3). Grâce à la disposition du sous domaine air nous n'imposons pas de condition de vitesse en bas de la plaque, cela garanti l'analyse de l'effet de la convection naturelle seul. Les parois du domaine air sont éloignées pour ne pas influencer l'écoulement.

Nous avons comparé l'évolution de la température maximale pour différentes dimensions du sous domaine en variant  $L$  et  $H$ . Les tests ont montré que la solution devient indépendante des dimensions à partir de  $H > 2h + h_1$ .

## 3. Résultats et discussion

### 3.1. Modèle de validation

#### 3.1.1. Comparaison avec la bibliographie

Le code numérique a été validé en comparant avec les résultats numériques de Desrayaud et Lauriat [5]. Ils ont étudié la convection mixte de l'air dans un canal composé de deux plaques parallèles verticales et ont obtenu les profils de la vitesse verticale adimensionnelle (figure 4.a) ainsi que les profils de température dans le canal (figure 4.b) pour un nombre de Reynolds  $Re = 300$  et un nombre de Grashof  $Gr = 1,59 \cdot 10^5$ . Les résultats des simulations de [5] sont en bon accord avec ceux de ce travail.

#### 3.1.2. Modèle expérimental

Le dispositif expérimental a été conçu pour étudier la convection naturelle le long d'une plaque verticale. La maquette est composée :

- d'une plaque d'aluminium de dimension  $1\text{m} \times 0,5\text{m} \times 0,012\text{m}$ , avec une conductivité thermique de  $237\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ .
- d'une alimentation qui fournit un courant continue variable. Le modèle utilisé est Sorensen/Ametek XFR 150-18, avec une plage de tension de  $0\text{-}150\text{V}$  et une plage de courant de  $0\text{-}18\text{A}$ . L'alimentation fournit de l'énergie à douze résistances placées de manière uniforme dans trois colonnes et quatre lignes sur la plaque. Les résistances sont utilisées pour simuler le flux de chauffage produit par les composants du convertisseur électrique à l'intérieur du train. Chaque résistance est d'environ  $0,8\text{ Ohm}$  et supporte un courant d'intensité maximale de  $15,8\text{ A}$ . En conséquence, chaque résistance peut supporter une puissance maximale de  $200\text{W}$ .
- d'une couche de laine de verre, placée autour des résistances électriques et qui garantit que la totalité du flux de chauffage imposé est utilisée pour chauffer la plaque d'aluminium. La laine de verre à une conductivité thermique est  $0,04\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et les pertes sont considérés négligeables.
- de 40 thermocouples  $K$  pour mesurer la température de la plaque. L'incertitude des thermocouples est de  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ . les thermocouples sont placés sur la plaque selon quatre colonnes et sept lignes.
- d'un système d'acquisition de données qui permet de récupérer les données des 40 thermocouples. Il s'agit d'une machine Keithley 3700, qui peut récupérer les données de 80 entrées. Le système d'acquisition permet de modifier le nombre et le pas de

mesures. Il est connecté à un ordinateur pour pouvoir enregistrer toutes les températures collectées.

Nous comparons dans la figure 4.c les profils de température numérique et les profils obtenus lors des essais le long de la plaque pour un essai à 200W et une température ambiante de 20°C. Les résultats obtenus numériquement sont en bon accord avec les résultats des essais expérimentaux

### 3.2. Effet de la distribution du flux de chauffage

L'effet de la répartition du flux de chauffage sur le refroidissement de la plaque par convection naturelle a été étudié numériquement. Nous comparons les résultats obtenus pour trois configurations A, B et C en fonction de la position des composants sur la plaque (figure 2) L'épaisseur de la plaque d'aluminium est constante pour des raisons industrielles comme la fixation des composants, le poids ainsi que l'emplacement dans le train. L'effet de la variation de l'épaisseur de la plaque n'est donc pas pris en compte dans cette étude.

#### 3.2.1. Température de la paroi

Les profils de températures de la paroi pour les trois configurations sont présentés dans la figure 7. Les gradients de température sont importants pour les deux configurations A et C où les températures peuvent atteindre jusqu'à 30°C de différence entre le point le plus chaud et le point le plus froid. La température de la plaque pour la position B est uniforme tout le long de la plaque. Les points chauds sont concentrés dans les zones où les composants sont installés et la position C permet un meilleur transfert de chaleur. La température maximale est atteinte sur la partie supérieure de la paroi de la configuration A. Le but de l'étude étant d'améliorer le refroidissement de la plaque afin de garantir une sécurité de fonctionnement des composants, la configuration C paraît être la mieux adaptée pour ce type de problème. En effet, l'évacuation de la chaleur se fait de façon plus efficace.

#### 3.2.2. Nombre de Nusselt local

Afin d'analyser l'effet de la distribution discontinue de flux de chauffage, nous comparons le nombre de Nusselt local des trois configurations avec des corrélations tirées de la littérature pour des régimes laminaire et turbulent et pour des conditions limites de température constante et flux constant (tableau 1).

| $Nu_y$        | <i>Laminaire</i>  | <i>Turbulent</i>                |
|---------------|---|---------------------------------|
| T° constante  | $0.39 Ra_y^{1/4}$ Mc Adams [6]                                    | $0.12 Ra_y^{1/3}$ Mc Adams [6]  |
| Flux constant | $0.670 Ra_y^{*1/4}$ Petit [7]                                     | $0.13 Ra_y^{*1/3}$ Mc Adams [6] |
|               | $\left[ 1 + \left( \frac{0.437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}$ |                                 |

La comparaison du nombre de Nusselt local numérique et les corrélations sont présentés dans les figures 5. Nous pouvons lire sur les courbes qu'aucune des corrélations ne correspond aux résultats obtenus numériquement pour le chauffage à flux discontinu, le répartition discontinue du flux influence le transfert de chaleur. Sur la figure 6 nous comparons les profils du Nusselt local pour les trois configurations A, B et C. Les résultats sont en bon accord avec ce que nous avons obtenu pour la température. Le nombre de Nusselt local est plus important sur la partie supérieure de la plaque de la configuration C, ce qui traduit un meilleur transfert de chaleur et ainsi un meilleur refroidissement de la plaque et des composants.

## 4. Conclusion

Nous avons analysé l'effet d'une répartition de flux discontinue sur la qualité du transfert de chaleur. Nous avons testé trois configurations. Les résultats montrent que la répartition discontinue du flux de chauffage influence remarquablement le refroidissement de la plaque. Le fait de placer tous les composants sur la partie inférieure de la plaque permet d'assurer un meilleur transfert de chaleur. Pour des raisons industrielles, l'effet de l'épaisseur de la plaque d'aluminium n'a pas été analysé. Les résultats obtenus permettent de choisir une répartition de composants selon leurs dissipations d'énergie.

### Références

- [1] M. Havet, D. Bay, Natural convection over a non-isothermal vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 3103-3112
- [2] G. Desrayaud, A. Fichera, Laminar natural convection in a vertical isothermal channel with symmetric surface-mounted rectangular ribs, *Intl. J. Heat and Fluid Flow* 23 (2002) 519-529
- [3] A. Andreozzi, A. Campo, O. Manca, Compounded natural convection enhancement in a vertical parallel-plate channel, *Intl. J. Thermal Sciences* 47 (2008) 742-748
- [4] T. Yilmaz, S. M. Fraser, Turbulent natural convection in a vertical parallel-plate channel with asymmetric heating, *Intl. J. Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 2612-2623
- [5] G. Desrayaud and G. Lauriat, Flow reversal of laminar mixed convection in the entry region of symmetrically heated, vertical plate channels, *Int J. Thermal Sciences*. 48 (2009)
- [6] Mc Adams (W.H.). – Transmission de la chaleur. Dunod (1961)
- [7] Petit (J.P.). – Convection naturelle. Cours ECP

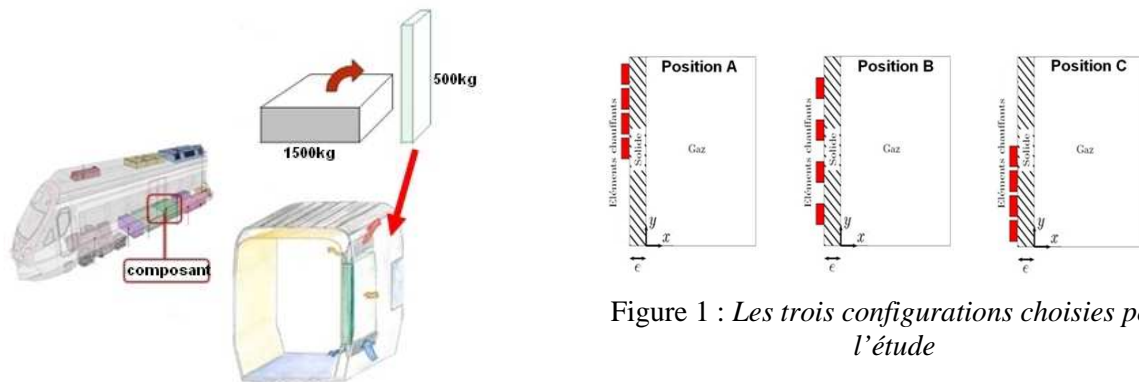


Figure 1 : Position des composants dans le train

Figure 1 : Les trois configurations choisies pour l'étude

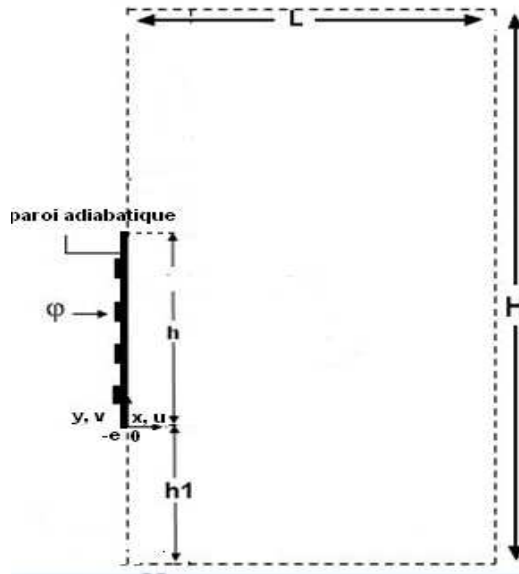
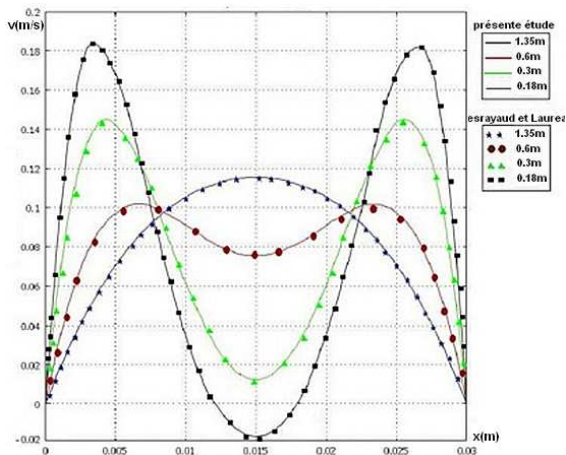
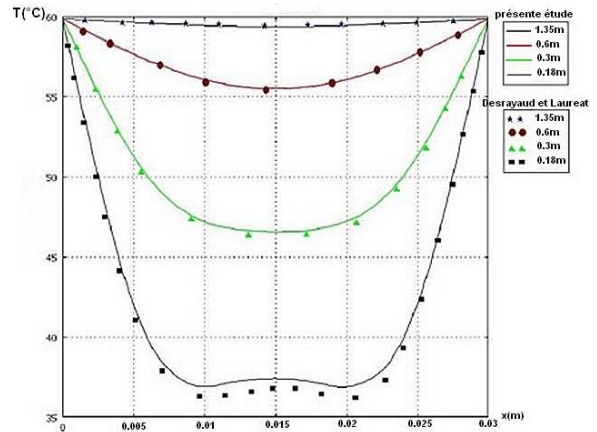


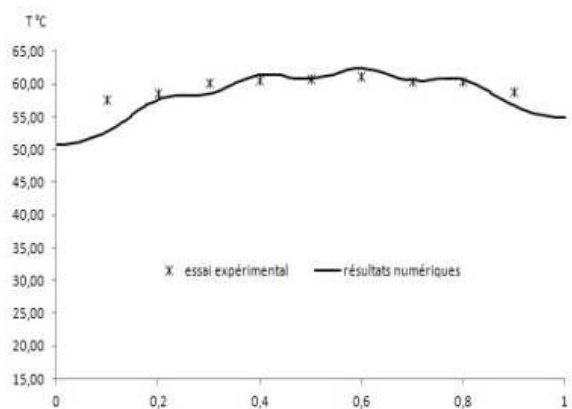
Figure 2 : Géométrie et modèle numérique



(a)

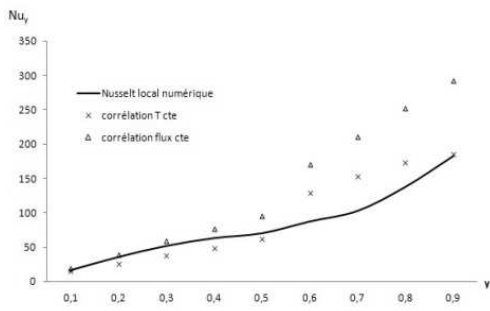


(b)

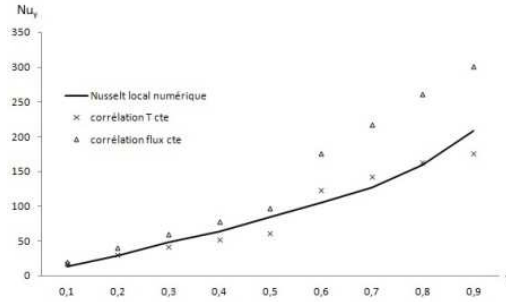


(c)

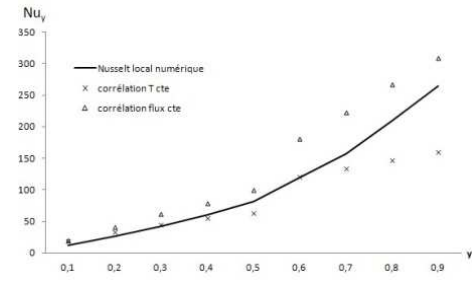
Figure 3 : Validations numérique et expérimentale de l'étude (a) Comparaison des résultats numériques des profils de vitesse de l'air dans le canal avec les résultats de [6] (b) Comparaison des résultats numériques des profils de température de l'air dans le canal avec les résultats de [6] (c) Comparaisons des profils de température obtenu numériquement et à ceux obtenus expérimentalement



(a)



(b)



(c)

Figure 5 Comparaison des profils du nombre de Nusselt local et les corrélations de la littérature (a) Configuration A (b) Configuration B (c) Configuration C

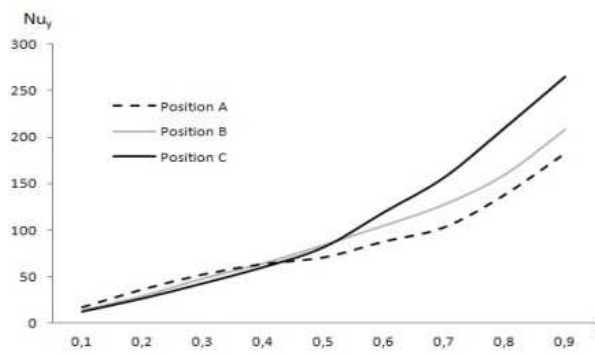


Figure 6 : Comparaison des profils du nombre Nusselt local en fonction de la position verticale le long de la plaque pour les trois configurations.

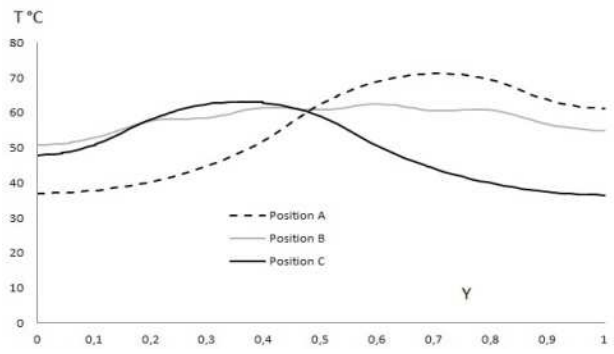


Figure 7 : Comparaison du profil de température de la plaque en fonction de la position verticale le long de la plaque pour les trois configurations étudiées.