

ÉTUDE NUMÉRIQUE DES RÉGIMES D'ÉCOULEMENT EN CONVECTION NATURELLE DANS UNE FAÇADE TYPE DOUBLE-PEAU

PAR

NELU-CRISTIAN CHERECHEȘ^{1,*}, CĂTALIN POPA² et MONICA
CHERECHES³

Résumé. Des simulations sur l'écoulement dans un canal, à l'instar des façades double-peau, ont été menées numériquement afin de déterminer les champs de température et de vitesse sous l'influence de la variation du nombre de Rayleigh modifié qui dépend lui-même des caractéristiques du fluide et du flux de chaleur reçu. Le comportement des couches limites en convection naturelle est analysé au long d'un canal plan vertical dont nous avons une zone chauffée périodiquement à flux imposé. La modélisation thermique et dynamique du problème a été effectuée par un logiciel de calcul Fluent, basé sur la méthode des volumes finis qui permet de modéliser à la fois l'écoulement d'un fluide et les transferts de chaleur. Afin de tenir compte du fort gradient de température et de vitesse près des parois, on a choisi un maillage structuré non uniforme, serré près des parois et un peu plus large ailleurs. Les résultats obtenus ont montrés que pour $Ra = 1e5$ le régime d'écoulement est certain laminaire, alors que pour $Ra = 1e7$ le régime d'écoulement devient turbulent.

Mots clés: canal vertical; simulation numérique; convection libre; régime d'écoulement.

1. Introduction

Depuis les dix dernières années, l'utilisation des façades de type double-peau dans les nouveaux bâtiments est en pleine expansion.

Les façades de type double-peau, sont composées d'un vitrage extérieur et d'un vitrage intérieur. L'espace séparant les deux vitrages est appelé *canal de la façade de type double peau* et il est ventilé dans la plupart des cas. Cette ventilation peut être mécanique, naturelle ou mixte. Elle doit assurer la diminution des surchauffes des bâtiments en période estivale et doit contribuer à la réduction des consommations énergétiques. Notamment, en période hivernale, on peut raccorder le système de ventilation au système de ventilation global du bâtiment: l'air frais extérieur assurant la ventilation des espaces intérieurs peut être préchauffé à l'intérieur du canal de la façade avant son injection.

*Corresponding author: e-mail address: chereches@tuiasi.ro

Des protections solaires, à l'instar des stores, équipent ces murs. Celles-ci permettent de contrôler la pénétration de la lumière ainsi que les surchauffes à l'intérieur des locaux dues au rayonnement solaire. Bien conçues, les murs de type double-peau permettent d'améliorer le confort et de diminuer les consommations énergétiques. Étant donné que le double vitrage est un meilleur isolant thermique que le simple vitrage, sa position influe d'une manière considérable le bilan thermique de la zone considérée.

2. Description du model thermo-hydraulique

Cette étude est consacré à l'analyse d'un écoulement (laminaire et turbulent) ascendant en convection libre (ou naturelle). La géométrie choisie est un canal vertical, en cuivre, de section rectangulaire, avec une longueur de 0,36 m et largeur de 0,036 m.

Le canal vertical est formé dans deux plaques verticales, dont une plaque est divisée dans trois zones : une zone chauffée et deux zones adiabatiques (Fig. 1). Dans notre étude l'épaisseur du canal est négligée.

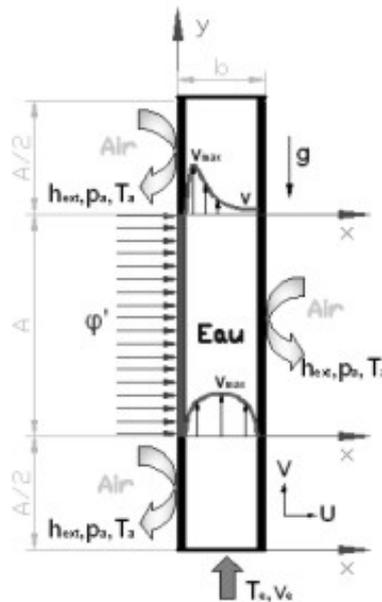


Fig. 1. – Description de la géométrie du modèle étudié.

Dans la Fig. 1: $A = 0,18$ m, représente la hauteur de la zone chauffée; $A/2 = 0,09$ m – la hauteur de la zone adiabatique; $b = 0,036$ – la largeur du canal vertical; p_a, T_a – la pression et la température atmosphérique; p_e, T_e – la pression et la température à l'entrée du canal vertical; φ' – la densité de flux constant; h_{ext}

– le coefficient d'échange convectif.

Le transfert de chaleur par convection est un phénomène très complexe, en général nonlinéaire (parce que, d'habitude il est accompagné de turbulence) et il dépend des conditions aux limites, dynamiques et thermiques du modèle considéré.

Les conditions aux limites dynamiques sont:

a) à l'entrée du canal vertical et à la paroi,

$$(1) \quad U = 0 \text{ m/s et } V = 0 \text{ m/s};$$

b) la différence de la pression entre l'entrée et la sortie du canal vertical

$$(2) \quad \Delta p = 0 \text{ bar.}$$

Les conditions aux limites thermiques sont:

a) à l'entrée du canal vertical

$$(3) \quad T_e = 15^\circ\text{C}, \text{ respectivement } T_e = 288,16 \text{ K};$$

b) à la sortie du canal vertical,

$$(4) \quad T_e = 16^\circ\text{C}, \text{ respectivement } T_e = 289,16 \text{ K};$$

c) pour la zone chauffée,

$$(5) \quad \text{Ra} = 1\text{e}5, \quad \varphi'_p = 20,8 \text{ W/m}^2,$$

$$\text{Ra} = 1\text{e}6, \quad \varphi'_p = 208 \text{ W/m}^2,$$

$$\text{Ra} = 1\text{e}7, \quad \varphi'_p = 2080 \text{ W/m}^2;$$

d) pour la zone adiabatique

$$(6) \quad \varphi_0 = 0 \text{ W/m}^2.$$

Les nombres sans dimension utilisés sont:

a) le nombre de Grashof qui mesure le rapport des forces gravitationnelles aux forces de viscosité agissant sur le fluide

$$(7) \quad \text{Gr} = \frac{g\beta\Delta TD^3}{\nu^2}.$$

b) Le nombre de Prandtl; il fournit une mesure de l'efficacité du transport par diffusion à travers la couche limite de vitesse et la couche limite thermique

$$(8) \quad \text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

c) Le nombre de Rayleigh; celui-ci n'est pas un critère de similitude, car il n'apparaît pas comme tel dans les équations nondimensionnelles:

$$(9) \quad \text{Ra} = \text{GrPr} = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha}$$

3. Modèle numérique

Afin de modéliser ce problème recherché il faut, d'abord, discrétiser le domaine d'étude par un maillage qui sera élaboré avec le logiciel Gambit. La modélisation thermique et dynamique du problème a été effectuée par un logiciel de calcul FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis qui permet de modéliser à la fois l'écoulement d'un fluide et les transferts de chaleur. Afin de tenir compte du fort gradient de température et de vitesse près des parois, on a choisi un maillage structuré non uniforme, serré près des parois et un peu plus large ailleurs. Les dimensions du maillage sont 300×900 mailles.

Les différents types des discrédites de chaque élément de la géométrie sont présentées dans la Fig. 2, où: 1, 8 – maillage de type exponentiel: 180 nœuds; 2, 7 – maillage de type constant: 540 nœuds; 3, 6 – maillage de type exponentiel: 180 nœuds; 4, 10 – maillage de type exponentiel: 150, 200, 250 nœuds; 5, 9 – maillage de type exponentiel: 50 nœuds.

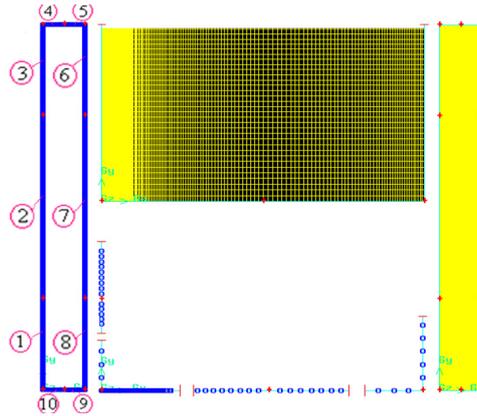


Fig. 2. – Schéma du maillage.

4. Analyse des résultats

4.1. $Ra = 1e5$

La Fig. ?? montre que la variation de la vitesse axiale à la fin de la zone chauffée ($y = 0,27\text{m}$) atteint un maximum au voisinage de la paroi chauffée, descend au fur et à mesure qu'on s'éloigne, afin d'être nulle proche de la paroi adiabatique.

L'évolution de la vitesse dans le canal avec les différents grades de précision R , montre que cette vitesse augmente près de la paroi chauffante avec R et diminue près de la paroi adiabatique.

Dans la Fig. ?? on a représenté la variation de température à la fin de zone chauffée ($y = 0,27\text{m}$), qui décroît au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la zone

chauffée et qu'on s'approche de la zone adiabatique. De même que pour les vitesses, les valeurs des températures sont surestimées avec l'augmentation de la précision. Dans les Fig. 5 on peut observer que l'écoulement ne comporte pas des recirculations et le fluide se dirige directement vers la sortie, ce qui favorise l'évacuation plus vite de la chaleur du canal.

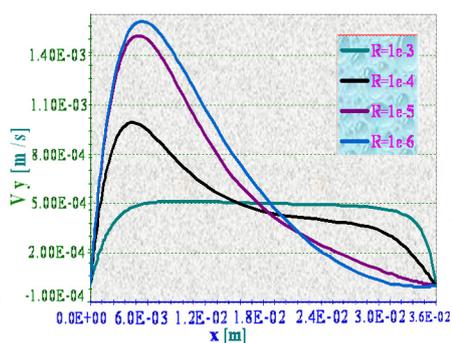


Fig. 3. – Profil des vitesses axiales en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e5$ et différents grades de précision.

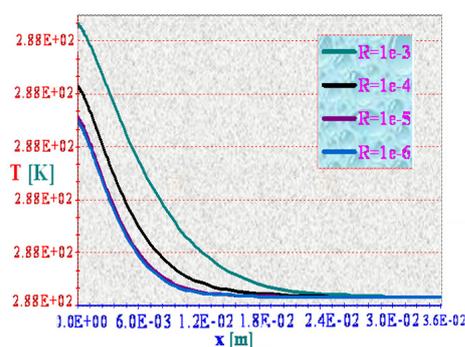


Fig. 4. – Profil de la température en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e5$ et différents grades de précision.

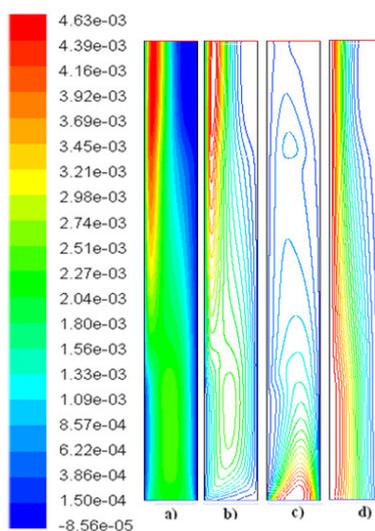


Fig. 5. – Profil de la vitesse: *a* – axiale; *b* – radiale; *c* – tangentielle; *d* – stream function en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e5$.

4.2. $Ra = 1e6$

Avec une densité de flux plus grande et par conséquent un nombre Ra plus élevé, on observe dans les Figs. 6 et 7 que les vitesses et les températures augmentent encore au voisinage de la paroi chauffée et diminuent proche de la paroi adiabatique. L'évolution de la vitesse dans le canal avec les différents grades de précision, R , reste la même que dans le cas précédent, avec des valeurs surestimée de vitesse près de la paroi chauffante au fur et à mesure que R augmente.

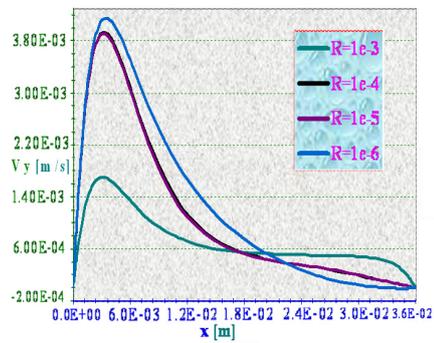


Fig. 6. – Profil des vitesses axiales en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e6$ et différents grades de précision.

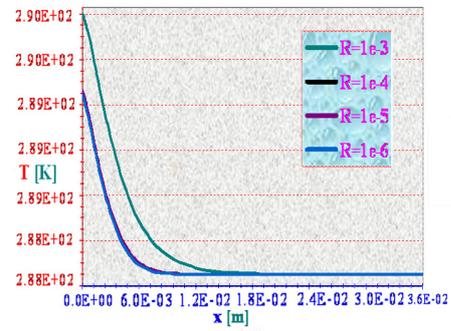


Fig. 7. – Profil de la température en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e6$ et différents grades de précision.

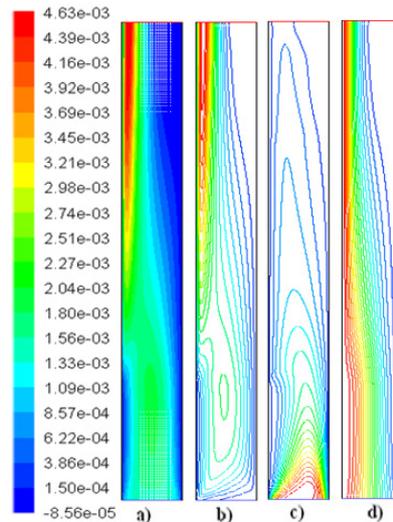


Fig. 8. – Profil de la vitesse: *a* – axiale; *b* – radiale; *c* – tangentielle; *d* – stream function en régime laminaire à fin de zone chauffée, pour $Ra = 1e6$.

4.3. $Ra = 1e7$

Pour un nombre Ra encore plus grand, le régime de l'écoulement devient turbulent, avec des valeurs maximales des vitesses et des températures au voisinage de la paroi chauffée (Fig. 9 et 10), ce qui facilite encore plus l'écoulement et l'évacuation de la chaleur par rapport aux deux derniers cas.

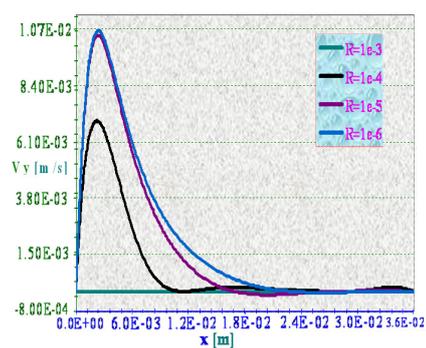


Fig. 9. – Profil des vitesses axiales en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e7$ et différents grades de précision.

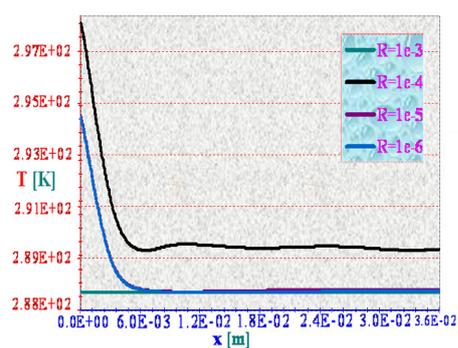


Fig. 10. – Profil de la température en régime laminaire à la fin de la zone chauffée, pour $Ra = 1e7$ et différents grades de précision.

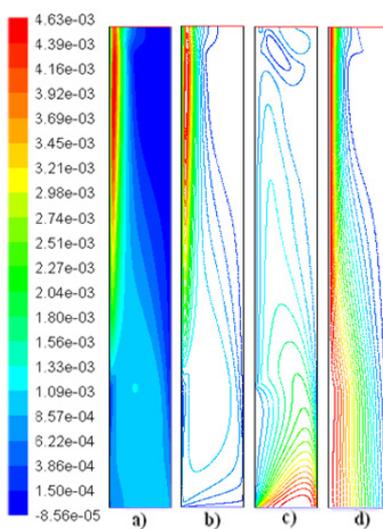


Fig. 11. – Profil de la vitesse: *a* – axiale; *b* – radiale; *c* – tangentielle; *d* – stream function en régime laminaire, à fin de zone chauffée, pour $Ra = 1e7$.

5. Conclusions

On a étudié le comportement des couches limites en convection naturelle le long d'un canal plan vertical dont une zone est chauffée périodiquement à flux imposé.

La comparaison entre les différents nombres de Rayleigh a montré que pour $Ra = 1e5$ le régime d'écoulement est certain laminaire, mais pour $Ra = 1e7$ le régime d'écoulement est certain turbulent, alors que entre ces deux valeurs il existe une zone de transition.

L'analyse des résultats obtenus avec différentes grades de précision a montré qu'une précision plus élevée de l'ordre $R = 1e6$ s'impose avec des valeurs surestimée que pour d'autres valeurs de R plus petites. De plus, les champs de vitesse ont montré qu'il n'y a pas des recirculations dans l'écoulement et le fluide se dirige directement vers la sortie du canal, ce qui favorise l'évacuation plus vite de la chaleur.

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre du Programme IDEI, Projet de Recherche Exploratoire, CNCSIS code ID_327, No. 603/19.01.2009, financé par l'Autorité Nationale pour la Recherche Scientifique, Ministère de l'Education, de la Recherche et de la Jeunesse de Roumanie. Les auteurs tiennent à remercier cette institution pour son soutien à cette recherche.

Notations

Symboles

A – longueur zone chauffée, [m];
 b – largeur du canal, [m];
 g – accélération de la pesanteur, [m/s²];
 h_{ext} – coefficient d'échange convectif, [W/m².K];
 k – conductivité thermique, [W/m.K];
 qv – débit volumique, [m³/s];
 Q – flux de chaleur, [W];
 L – longueur des recirculations, [m];
 Pr – nombre de Prandtl;
 Ra^* – nombre de Rayleigh modifié;
 t – temps, [s];
 T_e – température à l'entrée, [K];

T_p – température de parois, [K];
 T_s – température à la sortie, [K];
 T_m – température de mélange, [K];
 x – coordonnée axiale, [m];
 y – coordonnée transversale, [m];

Lettres grecques

β – coefficient d'expansion volumique, [1/K];
 ϕ – densité de flux, [W/m²];
 λ – conductivité thermique, [W/m.K];
 μ – viscosité dynamique, [kg.m⁻¹.s⁻¹];
 ν – viscosité cinématique, [m²/s];
 ρ – masse volumique, [kg/m³];

Reçue, 17 mai, 2009

¹ Université Technique „Gheorghe Asachi”,
Jassy,

Chaire d'Installation pour Bâtiments.

² Université de Reims Champagne-Ardenne,
Groupe de Recherche en Sciences pour
l'Ingénieur (GRESPI).

³ Institut de Recherche dans les Constructions
(INCERC), Jassy,
Laboratoire des Essais Hygrothermiques.

BIBLIOGRAPHIE

1. Aung W., Flechter L.S., Sernas V., *Developing Laminar Free Convection Between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating*. Int. J. Heat Mass Transfer, **15**, 2293–2308 (1972).
2. Elenbaas W., *Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection*. Physica, **9**, 1–23 (1942).
3. Olsson C.O., *Prediction of Nusselt Number and Flow Rate of Buoyancy Driven Flow Between Vertical Parallel Plates*. ASME J. Heat Transfer, **126**, 97–104 (2004).
4. Sparrow E.M., Chrysler G.M., Azevedo L.F., *Observed Flow Reversals and Measured-Predicted Nusselt Numbers for Natural Convection in a One-Sided Heated Vertical Channel*. ASME J. Heat Transfer, **106**, 325–332 (1984).
5. Webb B.W., Hill D.P., *High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrical Heated Vertical Channel*. ASME J. Heat Transfer, **111**, 649–656 (1989).
6. Wirtz R.A., Stutzman R.J., *Experiments on Free Convection Between Vertical Parallel Plates with Symmetric Heating*. ASME J. Heat Transfer, **104**, 501–507 (1982).
7. Fohanno S., Dumez N., Ospir D. et al., *Influence du rapport d'aspect sur l'écoulement de convection libre en canal plan*. IX^{ème} Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, Lille, 2009, 21–26.

8. Ospir D., Defay B., Popa C. *et al.*, *Etude d'un écoulement de convection naturelle dans un canal vertical chauffé asymétriquement*. Actes des 26èmes Rencontres de l'AUGC, Nancy, 2008.

STUDIUL NUMERIC AL REGIMURILOR DE CURGERE IN
CONVECȚIE NATURALĂ ÎNTR-O FAȚADĂ DE TIP
"DOUBLE-PEAU"

(Rezumat)

Simularea curgerii într-un canal de tip "double peau", a fost realizată numeric pentru a determina câmpurile de temperatură și de viteze sub influența numărului lui Rayleigh modificat, care depinde la rândul său de caracteristicile fluidului și de fluxul de căldură primit de către fluid. De asemenea s-a analizat comportamentul straturilor limită în convecție naturală în lungul unui canal plan vertical în care există o zonă încălzită cu un flux de căldură impus. Modelarea termică și dinamică a fost realizată cu ajutorul unui program de calcul Fluent, care este bazat pe metoda volumului finit ce permite atât modelarea curgerii unui fluid cât și a transferului de căldură. Pentru a ține cont de gradientii mari de temperatură și de viteză în apropierea peretelui canalului, s-a ales o rețea de noduri structurată neuniformă, mai fină lângă perete și mai largă în rest. Rezultatele obținute au arătat că pentru $Ra = 1e5$ regimul de curgere este laminar iar pentru $Ra = 1e7$ regimul de curgere devine turbulent.