

Etude expérimentale et numérique des transferts de chaleur et de vapeur d'eau par convection naturelle dans une enceinte remplie d'obstacles

Denis FLICK*, Sami BEN AMARA, David REMY, Onrawee LAGUERRE

UMR Génie Industriel Alimentaire AgroParisTech-Cemagref-INRA
AgroParisTech, 16 rue Claude Bernard, 75231 Paris Cedex 05

* (auteur correspondant : denis.flick@agroparistech.fr)

Résumé - Les transferts de chaleur et de vapeur d'eau par convection naturelle dans une cavité rectangulaire (hauteur: 1m, profondeur : 0,5m) remplie d'air et contenant 40 cylindres ont été étudiés expérimentalement et numériquement. L'une des parois verticales est maintenue à 1°C, la paroi située en face est exposée à des transferts avec une ambiance à 21°C. De la vapeur d'eau est émise sur la face inférieure, elle circule dans l'enceinte et est condensée au niveau de la paroi verticale froide. Le modèle numérique, basé sur l'approximation de faible nombre de Mach permet de reproduire l'allure générale des champs de température, d'humidité et d'écoulement à condition de tenir compte du rayonnement.

Nomenclature

D	diffusivité $m^2.s^{-1}$
I	intensité de flux radiatif, $Wm^{-2}.sr^{-1}$
M	masse molaire, $kg mol^{-1}$
\vec{r}	vecteur position
\vec{s}	vecteur direction
T	température, K
v	vitesse, $m.s^{-1}$
x	fraction massique de vapeur d'eau

Symboles grecs

λ	conductivité thermique, $Wm^{-1}.K^{-1}$
μ	viscosité dynamique, $Pa.s$
<i>Indices et exposants</i>	
<i>inc</i>	(flux radiatif) incident
<i>net.rad</i>	(flux) net radiatif
<i>a</i>	air
<i>p</i>	produit
<i>w</i>	eau

1. Introduction

Dans le domaine du génie climatique et des équipements frigorifiques, on rencontre fréquemment des situations de transferts de chaleur et de vapeur d'eau par convection naturelle dans des enceintes contenant de nombreux obstacles. Peu d'études portent sur ce type de situation alors qu'il existe une abondante littérature sur la convection dans des enceintes vides [1] et des enceintes remplies de milieux poreux y compris avec transferts couplés de chaleur et de matière [2]

Merrikh et Lage [3] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée contenant de 9 à 64 obstacles solides pour un nombre de Prandtl de 1 et un nombre de Rayleigh allant de 10^5 to 10^8 . Ils ont observé qu'avec un faible nombre d'obstacles, l'écoulement se faisait essentiellement dans l'espace compris entre les parois et la première colonne d'obstacles alors qu'avec un plus grand nombre d'obstacles, le fluide circulait également dans les espaces entre eux. Braga et de Lemos [4] ont également étudié numériquement la convection naturelle en régime laminaire dans des enceintes contenant des obstacles cylindriques circulaires ou carrés et aboutissent à des conclusions similaires.

Cette étude vise à enrichir la connaissance des phénomènes de convections naturelle dans des cavités remplies d'air humide et contenant de nombreux obstacles en combinant des approches expérimentale et numérique.

2. Dispositif expérimental

L'étude porte sur une enceinte rectangulaire (hauteur: 1m, profondeur : 0,5m) remplie d'air et contenant 40 cylindres (5 colonnes de 8 cylindres de 5cm de diamètre). L'une des parois verticales en aluminium est maintenue à 1°C par circulation d'un fluide frigoporteur, la paroi située en face est constituée d'un double vitrage et exposée à des transferts avec une ambiance à 21°C. La cavité est partitionnée et isolée latéralement de telle sorte que les transferts et les écoulements soient quasiment bidimensionnels. Au niveau de la paroi horizontale inférieure, l'air est maintenu à saturation par un bac d'eau à température régulée.

La température de l'air et des cylindres ainsi que l'humidité de l'air ont été mesurées en régime permanent en certains points. Le champ des vitesses a été mesuré dans le plan de symétrie par imagerie de particules (PIV).

3. Modèle

Le modèle tient compte de l'écoulement par convection naturelle de l'air humide dans la cavité dont la masse volumique dépend de la température et de la teneur en eau. Les équations ont été résolues, dans le cadre de l'approximation à faible nombre de Mach, pour une géométrie bidimensionnelle par la méthode des volumes finis à l'aide du logiciel Fluent 6. Le maillage, comptant 56960 mailles, a été raffiné dans les couches limites. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse de vapeur d'eau s'écrivent respectivement :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) = -\vec{\nabla} p + \mu \vec{\nabla} \cdot \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{v} + (\vec{\nabla} \cdot \vec{v})^T - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) I \right) + (\rho - \rho_0) \vec{g} \quad (2)$$

$$C_p \frac{\partial \rho T}{\partial t} + C_p \vec{\nabla} \cdot (\rho T \vec{v}) = \lambda \vec{\nabla}^2 T \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho x}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho x \vec{v}) = \rho D \vec{\nabla}^2 x \quad (4)$$

La pression est séparée en trois termes : la pression de référence (supposée constante et égale à la pression atmosphérique dans le coin inférieur gauche de la cavité), la partie hydrostatique pour la masse volumique de référence et la pression motrice.

$$P = p_0 - \rho_0 g z + p \quad (5)$$

A faible nombre de Mach, les variations de pression motrice sont faibles devant la pression absolue, ce qui permet d'approcher la masse volumique par :

$$\rho = \frac{p_0 M_a}{RT} \left(1 + \left(\frac{M_a}{M_w} - 1 \right) x \right)^{-1} \quad (6)$$

Le rayonnement entre surfaces solides est pris en compte, mais on néglige l'absorption et la diffusion dans l'air humide. $\vec{\nabla} \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) = 0$ (7)

Dans les obstacles solides, le transfert se fait par conduction :

$$\vec{\nabla}^2 T_p = 0 \quad (8)$$

Des conditions aux limites d'adhérence ont été considérées pour toutes les surfaces solides. La vitesse du film liquide de condensat sur la paroi froide a été négligée devant les vitesses générées par convection naturelle qui sont de l'ordre de 0,2 m/s.

A la surface des cylindres, on tient compte des transferts par conduction et rayonnement :

$$-\lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} + \phi_{net.rad} = -\lambda_p \vec{\nabla} T_p \cdot \vec{n} \quad \text{où} \quad \phi_{net.rad} = \phi_{inc} - \phi_{emis}, \quad \phi_{inc} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I \cdot \vec{s} \cdot \vec{n} \cdot d\Omega \quad (9)$$

On considère un rayonnement diffus par des surfaces grises

$$\phi_{emis} = (1 - \varepsilon_r) \cdot \phi_{inc} + \varepsilon_r \sigma T_p^4 \quad \text{et} \quad I_{emis} = \phi_{emis} / \pi \quad (10)$$

Les conditions aux limites sont de types différents pour la paroi froide (condition de Dirichlet) et pour la paroi opposée (condition de Cauchy). Le coefficient de transfert global du double vitrage a été estimé en tenant compte de la conduction dans les parois de verre et dans l'air (supposé immobile entre les vitres) ainsi que du rayonnement entre les parois de verre.

$$\text{sur la paroi froide : } T = T_f \quad (11)$$

$$\text{sur la paroi opposée (en double vitrage) : } -\lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} + \phi_{net.rad} = h_{glob} (T - T_{amb}) \quad (12)$$

sur les parois horizontales la température mesurée expérimentalement a été imposée.

L'évaporation et la condensation sont prises en compte en considérant que l'air en contact de la paroi froide et de la face inférieure est saturé.

$$x = x_{sat}(T) \quad (13)$$

Sur les autres surfaces, on considère qu'il n'y a ni condensation ni évaporation:

$$\vec{\nabla} x \cdot \vec{n} = 0 \quad (14)$$

4. Résultats et discussion

La figure 1 montre quelques températures mesurées dans l'air et au niveau des obstacles solides. On observe une stratification thermique correspond à une décroissance de la température lorsque le fluide descend le long de la paroi froide et une augmentation lorsqu'il remonte le long de la paroi opposée (chaude). On remarque que près de la paroi froide, la température des cylindres est légèrement plus basse que la température de l'air environnant. L'effet est inverse près de la paroi chaude. Ceci est dû au rayonnement (l'émissivité des matériaux est de 0,9). Ainsi, en régime permanent, la température d'un cylindre situé près de la paroi froide est une moyenne pondérée de la température d'air environnant, avec lequel il échange de la chaleur par convection, et de la température des surfaces vues par le cylindre notamment celle de la paroi froide, avec lesquelles il échange par rayonnement.

La figure 2 montre un détail du champ de vitesse à mi-hauteur près de la paroi froide. On observe l'écoulement de convection naturel principal le long de la paroi froide et un écoulement secondaire autour du cylindre. Ce dernier est dû, d'une part, à un phénomène

d'entrainement d'air par la circulation principale, d'autre part, à une convection naturelle secondaire liée à la différence de température entre le cylindre et l'air environnant.

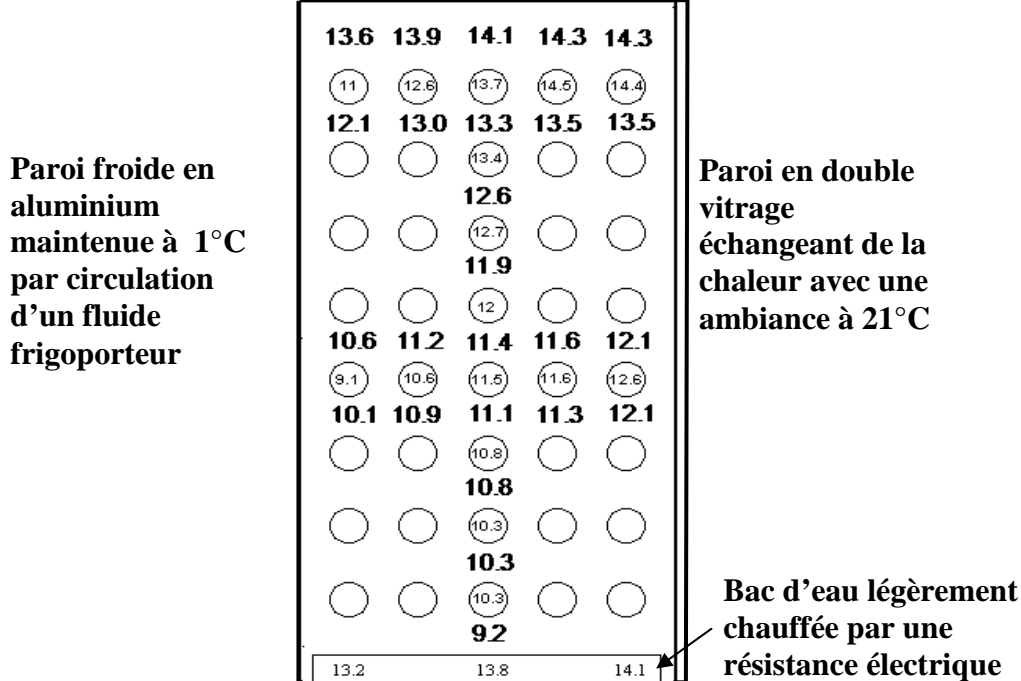


Figure 1: Températures mesurées de l'air (en gras en dehors des cercles) et des obstacles solides (dans les cercles) en °C

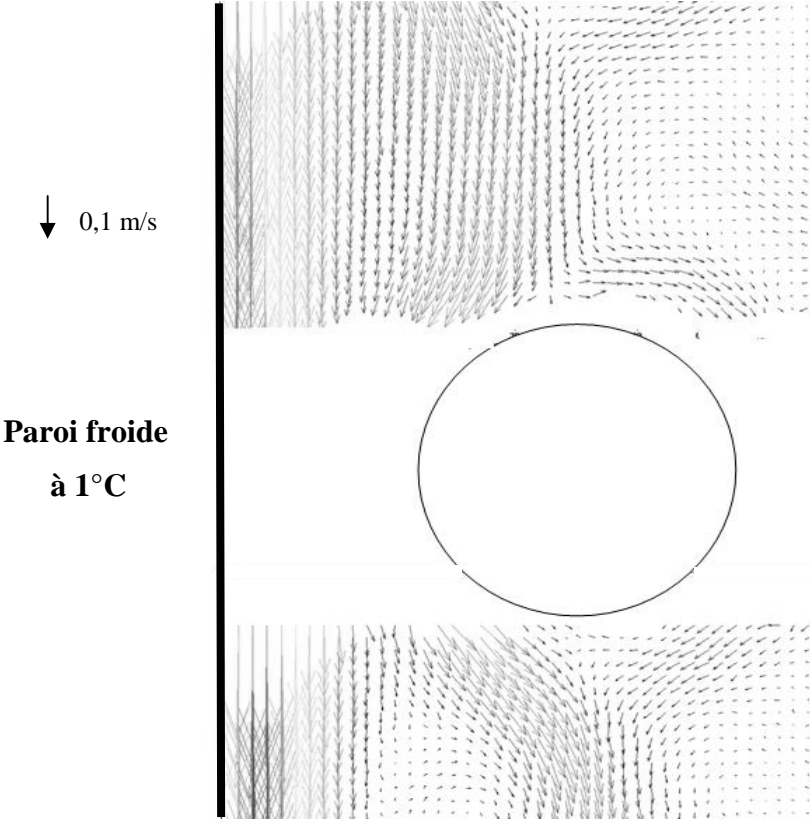


Figure 2 : Détail du champ de vitesse mesuré à mi-hauteur

La figure 3 compare les températures mesurées et simulées à 6,6 cm de la paroi froide. Si on ne prend pas en compte le rayonnement, les températures sont nettement surestimées en haut et sous-estimées en bas de l'enceinte et on ne rend pas compte des écarts de température observés entre les obstacles et l'air environnant. Si l'on simule le rayonnement en tenant compte de l'émissivité réelle des matériaux ($\epsilon_r=0,9$) on surestime par contre les écarts de température entre l'air et les obstacles. Nous attribuons cette surestimation au fait que la simulation se fait en deux dimensions ce qui est une approximation raisonnable pour l'écoulement et les phénomènes de convection-diffusion mais peut-être pas pour le rayonnement. En effet, les cylindres échangent par rayonnement non seulement avec les autres cylindres et les parois froide/chaude mais également avec les parois latérales (qui partitionnent l'enceinte) qui elles-mêmes réémettent du rayonnement. Cet effet de rayonnement 3D n'est pas pris en compte dans la simulation 2D. Nous l'avons, dans un premier temps, assimilé à un effet d'écran radiatif (un cylindre émet vers la paroi latérale qui réémet vers un autre cylindre) qui peut être pris en compte par une émissivité équivalente plus faible ($\epsilon_r=0,58$). On voit que dans ce cas l'accord simulation-expérience est meilleur.

La figure 4 compare les humidités relatives mesurées et simulée avec rayonnement ($\epsilon_r=0,58$) à mi-distance entre la paroi froide et la paroi chaude. On observe un assez bon accord.

5. Conclusion

L'expérience et les simulations numériques montrent que dans la configuration étudiée: convection naturelle d'air humide dans une enceinte remplie d'obstacles, le rayonnement entre surfaces peut devenir non négligeable. Il semble que malgré les précautions prises pour partitionner l'enceinte et l'isoler latéralement, il y ait des effets tridimensionnels notamment de rayonnement. Cet effet pourrait être minimisé en utilisant des parois latérales à faible émissivité mais ceci est difficilement compatible avec des mesures PIV. Le modèle permet de reproduire l'allure générale des champs de température et d'écoulement. Néanmoins on constate des différences en ce qui concerne le détail des écoulements dans le réseau de cylindres (résultats non présentés ici) du fait de la difficulté à prédire les phénomènes de séparation et de recollement des écoulements de couches limite. Cette difficulté à prédire précisément les écoulements explique également en partie les écarts entre températures mesurées et simulées.

Références

- [1] P. Le Queré, Accurate solutions to the square thermally driven cavity at high Rayleigh number, *Computers Fluids*, 20 (2001) 29-41.
- [2] D. Gobin, B. Goyeau, A. Neculae, Convective heat and solute transfer in partially porous cavities, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 1898-1908.
- [3] A.A. Merrikh, J.L. Lage, Natural convection in an enclosure with disconnected and conducting solid blocks, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 1361-1372.
- [4] E.J. Bragas, M.J.S. de Lemos, Laminar natural convection in cavities filled with circular and square rods, *Int. Com. Heat Mass Transfer*, 32 (2005) 1289-1297.

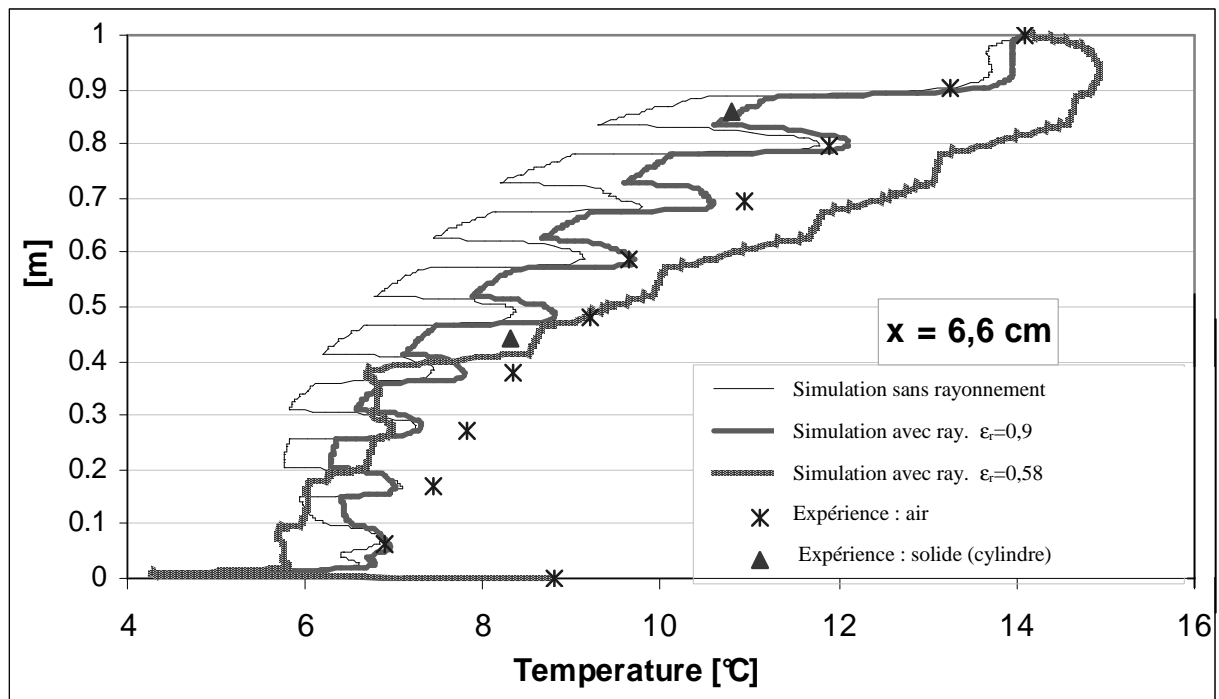


Figure 3: Comparaison entre températures expérimentales et simulées en fonction de la hauteur (y) à une distance (x) de 6,6 cm de la paroi froide (axe passant par la première colonne de cylindres).

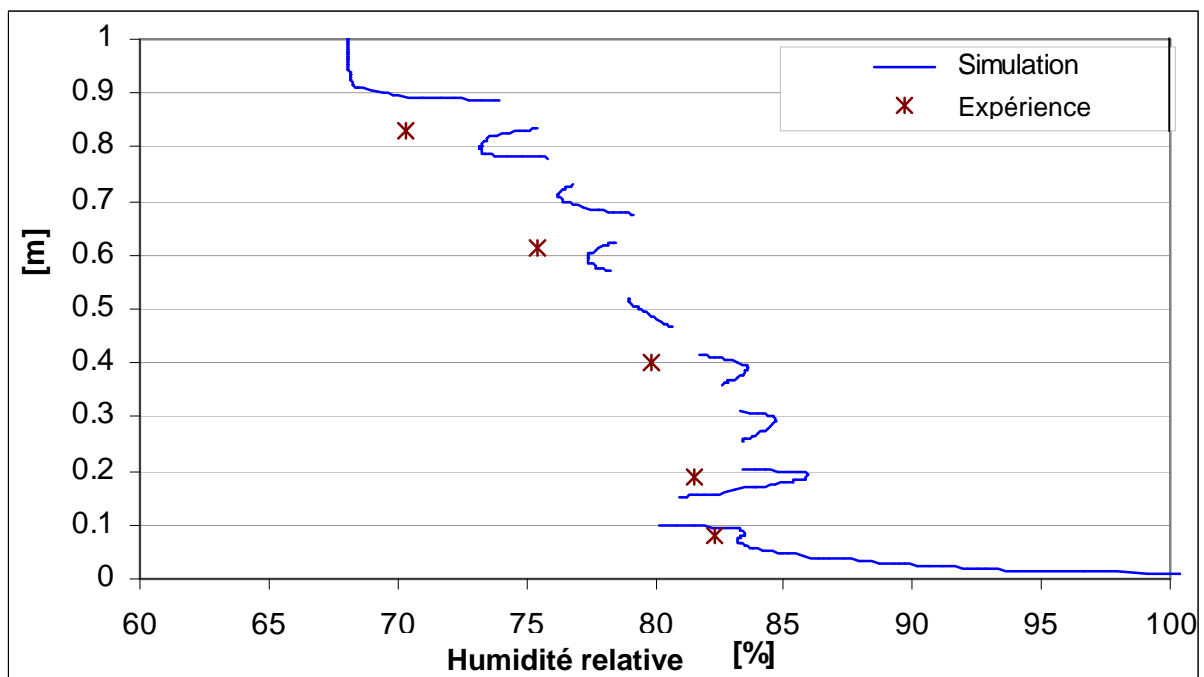


Figure 4: Comparaison entre humidités relatives expérimentales et simulées (avec rayonnement $\epsilon_r = 0.58$) en fonction de la hauteur à mi-distance entre paroi froide et paroi chaude (x = 25 cm)

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier l'ANR (programme Simpfri) pour le support financier ainsi que D. Gobin and S. Mergui (Laboratoire FAST, Campus Universitaire, 91405 Orsay, France) pour leurs suggestions scientifiques.