



# Transferts thermiques et solutaux en convection naturelle instationnaire dans une enceinte rectangulaire contenant un volume d'eau surmonté par de l'air

Tarek Rayane, Ahmed Djimli, Seghir Maamir, Belkacem Zeghmami

## ► To cite this version:

Tarek Rayane, Ahmed Djimli, Seghir Maamir, Belkacem Zeghmami. Transferts thermiques et solutaux en convection naturelle instationnaire dans une enceinte rectangulaire contenant un volume d'eau surmonté par de l'air. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00163304

**HAL Id: hal-00163304**

**<https://hal.science/hal-00163304>**

Submitted on 29 Aug 2007

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# TRANSFERTS THERMIQUES ET SOLUTAUx EN CONVECTION NATURELLE INSTATIONNAIRE DANS UNE ENCEINTE RECTANGULAIRE CONTENANT UN VOLUME D'EAU SURMONTE PAR DE L'AIR

Tarek RAYANE<sup>1</sup>, Ahmed DJIMLI<sup>1</sup>, Seghir MAAMIR<sup>1</sup>, Belkacem ZEGHMATI<sup>2</sup>

<sup>1</sup>LEMM - UMBB - 35000 - Boumerdès - Algérie

<sup>2</sup>LMPS, GME - 52, Avenue de Villeneuve - 66860 Perpignan Cedex, France.

segfir\_maamir@yahoo.fr

**Résumé :** Nous présentons une étude de la convection naturelle qui s'effectue dans une enceinte rectangulaire. Les conditions limites imposées au modèle sont : paroi inférieure soumise à un flux de chaleur uniforme, parois latérales limitant le volume d'eau thermiquement isolées, surfaces externes des parois supérieure et latérales limitant le volume d'air soumises à des transferts radiatifs et convectifs, surface libre soumise à une diffusion de vapeur d'eau. Les équations sont discrétisées avec la méthode des volumes finis [5] et le couplage entre la vitesse et la pression est effectué à l'aide de l'algorithme Simplr. L'influence du flux de chaleur sur l'évolution des fonctions de courant, concentrations en vapeur d'eau et des isothermes est mise en évidence et des corrélations sont proposées.

**Mots clés :** Convection naturelle, Transfert de chaleur et de masse, Volumes finis.

## 1. INTRODUCTION

Les transferts de chaleur et de masse en convection naturelle laminaire au sein d'enceintes, intéressent divers domaines d'applications (thermique du bâtiment,...) [1-3-6]. Le but de cette étude est, compte tenu des modes de transferts qui s'effectuent entre l'enceinte et le milieu extérieur, la détermination des distributions des lignes de courant, de la température et de la concentration en vapeur d'eau dans l'enceinte.

## 2. MODELISATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE

Un flux de chaleur de densité uniforme constant  $q$  est appliqué sur le fond de l'enceinte figure 1, entraînant l'eau dans un mouvement de convection naturelle.

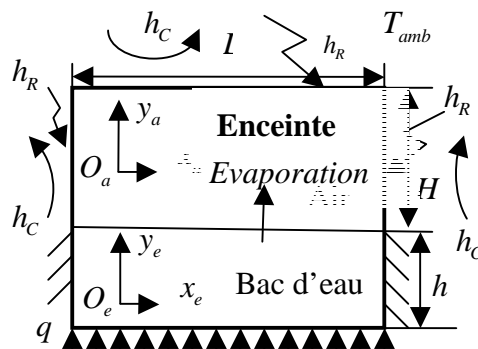


Figure 1 : Schéma de l'enceinte partiellement remplie d'eau.

La combinaison de l'évaporation à la surface libre de l'eau et des échanges par conduction, rayonnement et convection entre les parois et le milieu extérieur entraîne une convection naturelle thermique et massique dans l'air. Les écoulements sont supposés bidimensionnels et laminaires. Les fluides sont incompressibles, à propriétés constantes, et obéissent à l'approximation de Boussinesq. Les termes de dissipation visqueuse, de thermodiffusion et de diffusion barométrique sont négligés. Le débit d'eau évaporé est négligeable devant le volume d'eau contenu dans le bac d'eau.

Les équations adimensionnelles de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de la chaleur et de la diffusion, ( $i = a$   $A = 1$  pour l'air) et ( $i = e$   $A = 0$  pour l'eau), s'écrivent :

$$\frac{\partial U_i^*}{\partial x_i^*} + \frac{\partial V_i^*}{\partial y_i^*} = 0 \quad \frac{\partial U_i^*}{\partial \tau_i^*} + U_i^* \frac{\partial U_i^*}{\partial x_i^*} + V_i^* \frac{\partial U_i^*}{\partial y_i^*} = -\frac{\partial p_i^*}{\partial x_i^*} + Pr_i \left[ \frac{\partial^2 U_i^*}{\partial x_i^{*2}} + \frac{\partial^2 U_i^*}{\partial y_i^{*2}} \right] \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_i^*}{\partial \tau_i^*} + U_i^* \frac{\partial V_i^*}{\partial x_i^*} + V_i^* \frac{\partial V_i^*}{\partial y_i^*} &= -\frac{\partial p_i^*}{\partial y_i^*} + Pr_i \left[ \frac{\partial^2 V_i^*}{\partial x_i^{*2}} + \frac{\partial^2 V_i^*}{\partial y_i^{*2}} \right] - Pr_i Ra_{T,i} \theta_i - A \frac{Pr_i}{Sc_i} Ra_s C \\ \frac{\partial \theta_i^*}{\partial \tau_i^*} + U_i^* \frac{\partial \theta_i^*}{\partial x_i^*} + V_i^* \frac{\partial \theta_i^*}{\partial y_i^*} &= \left[ \frac{\partial^2 \theta_i^*}{\partial x_i^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta_i^*}{\partial y_i^{*2}} \right] \frac{\partial C_a^*}{\partial \tau_a^*} + U_a^* \frac{\partial C_a^*}{\partial x_a^*} + V_a^* \frac{\partial C_a^*}{\partial y_a^*} = \frac{1}{Le_a} \left[ \frac{\partial^2 C_a^*}{\partial x_a^{*2}} + \frac{\partial^2 C_a^*}{\partial y_a^{*2}} \right] \\ Ra_{T,a} &= \frac{g \beta_{T,a} H^4 q}{a_a \nu_a \lambda_a}, \quad Ra_s = \frac{g \beta_C H^4 q}{\rho_a L_v a_a D^2}, \quad Ra_{T,e} = \frac{g \beta_{T,e} h^4 q}{a_e \nu_e \lambda_e} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Où} \quad t_a^* &= \frac{t \cdot a_a}{H^2}; \quad x_a^* = \frac{x_a}{H}; \quad y_a^* = \frac{y_a}{H}; \quad u_a^* = \frac{U_a H}{a_a}; \quad v_a^* = \frac{V_a H}{a_a}; \quad p_a^* = \frac{p_a H^2}{\rho_a a_a}; \\ \theta_a^* &= \frac{\lambda_a (T_a - T_0)}{qH}; \quad C^* = \frac{\rho_a L_v D (C - C_0)}{qH} \end{aligned} \quad (3)$$

$$t_e^* = \frac{t \cdot a_e}{h^2}; \quad x_e^* = \frac{x_e}{h}; \quad y_e^* = \frac{y_e}{h}; \quad u_e^* = \frac{U_e h}{a_e}; \quad v_e^* = \frac{V_e h}{a_e}; \quad p_e^* = \frac{p_e h^2}{\rho_e a_e}; \quad \theta_e = \frac{\lambda_e (T_e - T_0)}{qh} \quad (4)$$

Les équations (1) sont associées les conditions initiales et aux limites suivantes

- $t_0$  application du flux de chaleur  $q$ .  $U = V = 0$ ;  $T = T_{initiale}$ ;  $C = C_{initiale}$
- $\forall t > t_0$

$$\begin{aligned} x_a = 0, x_a = L, 0 < y_a < H : U_a = V_a = 0; \quad \frac{\partial C}{\partial x} = 0; \quad -\lambda_{mat} \frac{\partial T_p}{\partial x} &= (h_c(y) + h_R(y))(T_{amb} - T_p) \\ h_R(y) &= \varepsilon \sigma_0 (T_{amb}^2 + T_p^2)(T_{amb} + T_p) \quad \text{et} \quad h_c(y) = \lambda Nu(y) / y \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} Nu(y) &= \frac{3}{4} \frac{Pr}{2.5(0.5 + Pr + Pr^{0.5})} (Pr Gr(y))^{0.25} \quad \text{et} \quad Gr(y) = \frac{g y^3 (T_p - T_{amb})}{\nu^2 T_{amb}} \quad [6] \\ 0 < x_a < L, y_a = H : U_a = V_a = 0; \quad \frac{\partial C}{\partial y} = 0; \quad -\lambda_{mat} \frac{\partial T_p}{\partial y} &= (h_c(x) + h_R(x))(T_{amb} - T_p) \\ h_R(x) &= \varepsilon \sigma_0 (T_{amb}^2 + T_p^2)(T_{amb} + T_p) \quad \text{et} \quad h_c(x) = \lambda Nu(x) / x \\ Nu(x) \quad \text{et} \quad Gr(x) &\text{ sont tirés de [6]} \end{aligned} \quad (6)$$

$$x_e = 0, x_e = L \text{ et } 0 < y_e < h : U_e = V_e = 0; \quad \frac{\partial T_e}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

$$y_e = 0 \text{ et } 0 < x_e < L : U_e = V_e = 0 ; \frac{\partial T_e}{\partial y} = -\frac{q}{\lambda_e} \quad (8)$$

$$\text{A l'interface : } y_a = 0, y_e = h, 0 < x_a = x_e < L : V_e = 0, V_a = D \frac{\partial C}{\partial y}$$

$$\mu_e \frac{\partial U_e}{\partial x} \Big|_{y_e=h} = \mu_a \frac{\partial U_a}{\partial x} \Big|_{y_a=0} ; q_{\text{interface}} = -\lambda_e \frac{\partial T_e}{\partial y} \Big|_{y_e=h} = -\lambda_a \frac{\partial T_a}{\partial y} \Big|_{y_a=0} - \rho_a L_v D \frac{\partial C}{\partial y} \Big|_{y_a=0} \quad (9)$$

$$\text{Avec } C_{\text{interface}} = 0.622 \frac{P_{vs}}{(P - P_{vs})} \text{ et } \log_{10}(P_{vs}) = 17.443 + \frac{2795}{T} - 3.868 \log_{10} T$$

$T$  est la température de l'air en °C à l'interface.

### 3. METHODE NUMERIQUE

La discrétisation des équations (1) est basée sur la méthode des volumes finis [5] compte tenu des conditions initiales et aux limites qui leurs sont associées (5-9). Le couplage entre les champs de vitesses et de pression est effectué à l'aide de l'algorithme Simpler [5]. Le régime permanent est supposé atteint lorsque l'écart entre deux nombres de Nusselt calculés pour deux pas de temps successifs est inférieur à  $10^{-4}$ . Les nombres de Nusselt et de Sherwood sont calculés au niveau de la surface libre de l'eau ( $y_e = h$ ).

### 4. RESULTATS ET DISCUSSION

Les conditions imposées sur les parois extérieures de l'enceinte entraînent une distribution symétrique de la structure cellulaire des écoulements. Aux premiers instants l'écoulement de l'air est bi cellulaire ; l'écoulement de l'eau est stratifié, les isothermes dans l'eau (figure 3) et les iso concentrations dans l'air (figure 2) sont parallèles à la base de l'enceinte, indiquant que le transfert de la chaleur dans l'eau s'effectue par conduction.

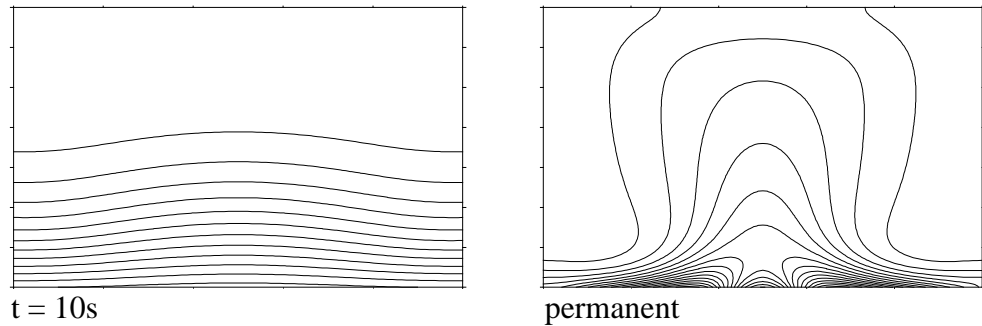


Figure 2 : Evolution des isoconcentrations  $q = 150 \text{ W/m}^2$

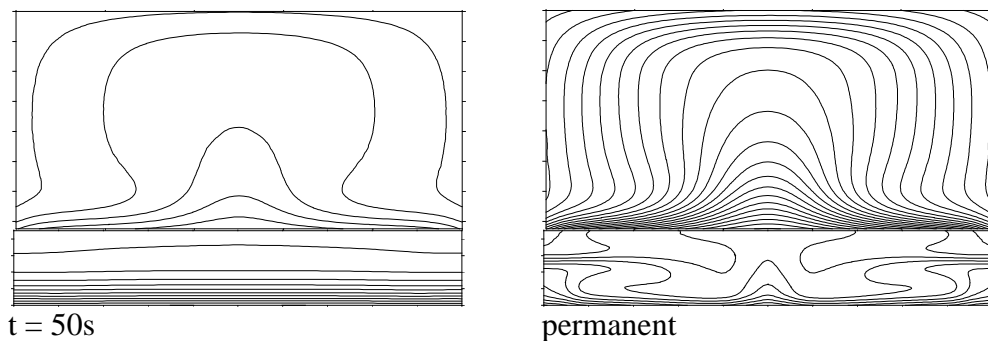


Figure 3 : Evolution des isothermes  $q = 50 \text{ W/m}^2$

Au cours du temps une convection naturelle thermique prend naissance dans l'eau.

L'intensité des mouvements cellulaires dans l'eau augmente entraînant ainsi un accroissement des transferts thermiques et massiques dans l'air, (figures 3 et 4).

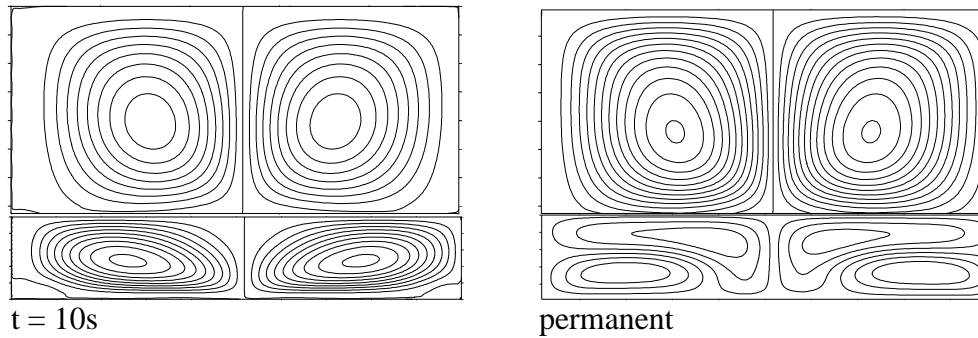


Figure 4 : Evolution des lignes de courant  $q = 50 \text{ W/m}^2$

Lorsque la densité de flux  $q$  augmente, l'intensité des mouvements cellulaires des fluides et les transferts thermiques dans l'air croissent (Figure 5). Ces mouvements cellulaires dans l'air sont globalement imposés par les forces volumiques thermiques pour une valeur du flux  $q > 75 \text{ W/m}^2$ . Les corrélations (10) obtenues par lissage (Figures 6, 7 et 8), à l'aide de la méthode des moindres carrés, pour des valeurs de la densité de flux de chaleur  $q$  variant de 5 à  $150 \text{ W.m}^{-2}$ , des nombres de Rayleigh thermique  $Ra_T$  variant de  $5 \cdot 10^5$  à  $2 \cdot 10^7$  et ratio de hauteurs  $h/(h+H) = 0.3$

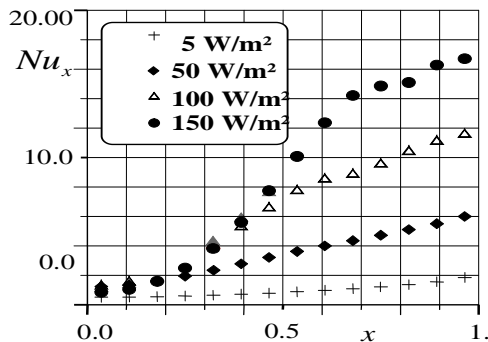


Figure 5 : Nombre de Nusselt local en fonction de la distance ( $x$ ).

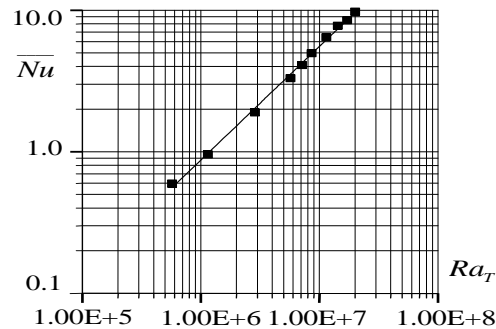


Figure 6 : Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh thermique

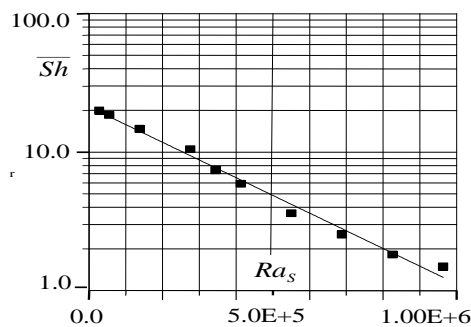


Figure 7 : Nombre de Sherwood moyen en fonction du nombre de Rayleigh solutal.

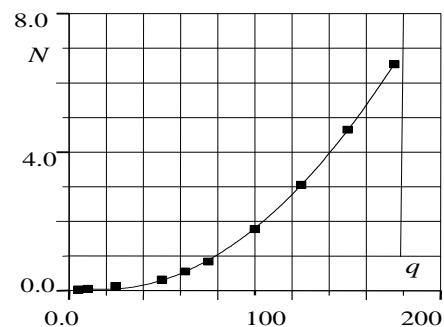


Figure 8 : Rapport  $N=Nu/Sh$  en fonction du flux thermique  $q$ .

$$\overline{Nu} = 0.1348 \cdot 10^{-4} Ra_T^{0.8}, \overline{Sh} = 21.2 \exp(-2.94 \cdot 10^{-6} Ra_s)$$

$$N = \overline{Nu} / \overline{Sh} = 0.00026q^2 - 0.0098q + 0.1266 \quad (10)$$

## CONCLUSION

Nous avons développée une étude numérique temporelle des transferts en convection thermique et solutale au sein d'une enceinte parallélépipédique fermée. Le rapport entre la structure des écoulements et la symétrie des conditions limites imposées est représenté par les figures 2 à 4. Les résultats obtenus montrent l'influence de la densité de flux  $q$  sur la structure des écoulements et les transferts thermiques et massiques.

## Nomenclature

D	coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air	Symboles grecs
Gr	nombre de Grashof	$\beta$ coefficient d'expansion
H, h	hauteurs volumes d'eau, d'air, $m$	$\varepsilon$ émissivité de la paroi
hc, hg	coefficients d'échange convectif, radiatif, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$\lambda$ conductivité thermique
Le	fonction de Lewis $Le = Sc.Pr^{-1} = a.D^{-1}$	$\nu, \mu$ viscosité dynamique, $Pa.s$
Lv	chaleur latente de vaporisation	cinématique, $m^2.s^{-1}$
N	rapport des forces volumiques thermiques / massiques	Exposants, Indices
Nu	nombre de Nusselt	amb ambiant
Pr	nombre de Prandtl, $Pr = \nu.a^{-1} = \nu.Cp.\lambda^{-1}$	a air, diffusivité thermique
Ra	nombre de Rayleigh	e eau
Sh	nombre de Sherwood	mat matériau
Sc	nombre de Schmidt, $Sc = \nu / D$	p paroi
q	flux de chaleur, $W.m^2$	s solutal
		T thermique
		vs vapeur saturante

## Références

- [1] G. DE VAHL DAVIS, Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.11, pp1675-1693, 1968.
- [2] G. DE VAHL DAVIS, Natural convection in square cavity: a comparison exercise, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol.3, pp227-248, 1983.
- [3] A. HADJADJ, S. MAAMIR, B. ZEGHMATI, G. GUPTA, Numerical and experimental studies of condensation phenomena on a boarding platform, *International Journal of Ambient Energy*, vol. 20 n°3, pp159-166, 1999.
- [4] T. RAYANE, S. MAAMIR, B. ZEGHMATI, Etude de la convection naturelle thermique et massique transitoire dans une enceinte parallélépipédique, 12<sup>ème</sup> Journées Internationales de Thermique, Tanger, pp339-342, 2005.
- [5] S.V. PATANKAR, Numerical heat transfer and fluid flow, edition Hemisphere (1980).
- [6] T. S. CHEN, B. F. ARMARLY, H. C. TIE, Natural convection on horizontal, inclined, and vertical plates with variable surface temperature or heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29 n°10, pp1465-1478, 1986.