



HAL
open science

Etude numérique de la condensation en film par convection mixte dans un canal vertical

Lazhar Merouani, Belkacem Zeghmami, Xavier Chesneau, Azedine Belhamri

► **To cite this version:**

Lazhar Merouani, Belkacem Zeghmami, Xavier Chesneau, Azedine Belhamri. Etude numérique de la condensation en film par convection mixte dans un canal vertical. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00163198

HAL Id: hal-00163198

<https://hal.science/hal-00163198>

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.

ETUDE NUMERIQUE DE LA CONDENSATION EN FILM PAR CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL VERTICAL

Lazhar MEROUANI^a, Belkacem ZEGHMATI^b, Xavier CHESNEAU^b, Azedine BELHAMRI^c

^(a) Institut SETI. Centre Universitaire de Khenchela. 40000. Algérie.

^(b) Laboratoire MEPS. Université de Perpignan. Av. Paul Alduy. 66860. Perpignan. France

^(c) Département de Génie Climatique. Université de Constantine. 25000. Algérie

^(a) *l_merouani@yahoo.fr*

Résumé

Une étude numérique de la condensation par convection mixte laminaire d'air humide dans un canal vertical à parois non isothermes est présentée. Les transferts dans la phase liquide et dans l'air sont décrits par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion. Le couplage entre les équations des deux phases est assuré par la continuité des contraintes de cisaillement, des densités de flux thermique et massique à l'interface liquide-air. Les équations sont discrétisées par la méthode des volumes finis et résolues par la méthode de Gauss (pour les équations de quantité de mouvement) et de Thomas (pour les équations d'énergie et de diffusion). Les résultats montrent notamment que le débit de condensat, l'épaisseur de film liquide et le flux thermique à la paroi augmentent avec le coefficient de transfert convectif entre la paroi et le milieu extérieur.

Mots clés : Condensation, film liquide, convection mixte, écoulement diphasique

1. INTRODUCTION

La condensation de vapeur est un phénomène qui intervient dans divers domaines de l'industrie (froid et climatisation, échangeurs à ailettes,...). Le premier modèle théorique décrivant ce phénomène a été établi par Nusselt [1] dans le cas de la condensation en film laminaire d'une vapeur pure stagnante sur une plaque verticale. Un grand nombre de travaux sur la condensation dans différents systèmes ont été ensuite réalisés. On trouvera une synthèse bibliographique dans ce domaine dans la référence [2]. Les études numériques sont moins nombreuses et relativement récentes [3-5]. Elles sont généralement basées sur la résolution simultanée des équations de la convection gazeuse et du ruissellement liquide. Les études sont menées sur divers fluides : vapeur pure, mélange de vapeurs ou mélange vapeur-gaz incondensables en écoulement laminaire ou turbulent dans différentes configurations géométriques (entre des plaques planes parallèles [3-4], dans un tube vertical [5], ...). L'influence des conditions d'entrée du fluide (température, débit, pression et concentration de vapeur) sur les transferts est notamment mise en évidence.

Dans ce travail, une étude numérique de la condensation par convection mixte d'air humide dans un canal vertical à parois non isothermes est présentée. Le modèle adopté prend en compte les termes de diffusion axiale, la variation des propriétés physiques des fluides et de l'épaisseur de film.

2. FORMULATION MATHEMATIQUE

On considère le système formé de deux plaques planes verticales distantes de $2R$ et de hauteur H . A l'entrée du canal, arrive un écoulement laminaire d'air chaud humide, à température T_0 , vitesse U_0 , pression P_0 et concentration en vapeur d'eau W_0 uniformes. Les parois sont refroidies par convection avec un fluide extérieur maintenu à la température T_e . En

traversant le canal et au contact des parois froides, il se produit une condensation de vapeur d'eau avec formation d'un film liquide d'épaisseur $\delta(z)$ ruisselant le long des parois (fig. 1).

Posons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- les fluides sont newtoniens et s'écoulent en régime laminaire permanent bidimensionnel,
- la pression est uniforme dans toute section droite du canal,
- l'air humide est assimilé à un mélange idéal de gaz parfaits (air sec + vapeur d'eau),
- les effets Dufour et Soret, les forces capillaires, les termes de dissipation visqueuse, de diffusion enthalpique et les transferts radiatifs sont négligeables

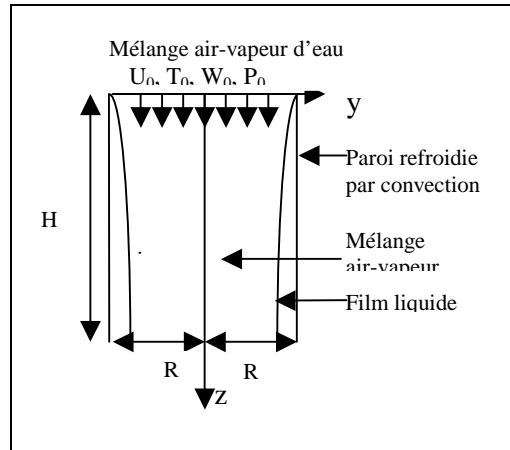


Figure 1. Modèle physique

Les équations adimensionnelles de transfert dans les deux phases s'écrivent alors :

$$\frac{\partial(\rho_k^* U_k^*)}{\partial z^*} + \frac{\partial(\rho_k^* V_k^*)}{\partial y^*} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_k^* (U_k^* \frac{\partial \phi_k}{\partial z^*} + V_k^* \frac{\partial \phi_k}{\partial y^*}) = \frac{\partial}{\partial y^*} (\Gamma_{\phi k} \frac{\partial \phi_k}{\partial y^*}) + \frac{\partial}{\partial z^*} (\Gamma_{\phi k} \frac{\partial \phi_k}{\partial z^*}) + S_{\phi k} \quad (2)$$

avec $k = M$ pour le mélange gazeux et $k = L$ pour le liquide.

ϕ_k	$\Gamma_{\phi k}$	$S_{\phi k}$	Variables adimensionnelles	Paramètres adimensionnels
U_k^*	$\frac{4 \cdot \mu_k^*}{Re}$	$-\frac{dP^*}{dz^*} + \rho_k^* \cdot F$	$(y^*, z^*, \delta^*) = \frac{(y, z, \delta)}{R}$ $(U_k^*, V_k^*) = \frac{(U_k, V_k)}{U_0}$ $P^* = \frac{P - P_0}{\rho_0 U_0^2}$ $\theta_k = \frac{T_k - T_e}{T_0 - T_e}$ $W^* = \frac{W}{W_0}$	$F = \frac{g \cdot R}{U_0^2}$
V_k^*	$\frac{4 \cdot \mu_k^*}{Re}$	0		$Re = \frac{\rho_0 \cdot U_0 \cdot D_h}{\mu_0}$
θ_k	$\frac{4 \cdot \lambda_k^*}{Pr \cdot Re \cdot c_{pk}^*}$	0		$Pr = \frac{\mu_0 \cdot c_{p0}}{\lambda_0}$
W^*	$\frac{4 \cdot \rho_M^* \cdot D_v^*}{Sc \cdot Re}$	0		$Sc = \frac{\mu_0}{\rho_0 D_{v0}}$

Tableau 1 : Liste des variables ϕ_k , des coefficients $\Gamma_{\phi k}$ et des termes $S_{\phi k}$

A ces équations, nous rajoutons l'équation de conservation du débit massique :

$$q_{M0}^* + q_{L0}^* = \int_0^{1-\delta^*} \rho_M^* U_M^* .dy^* + \int_{1-\delta^*}^1 \rho_L^* U_L^* .dy^* \quad (3)$$

ainsi que les conditions aux limites suivantes :

- Sur l'axe du canal ($y^* = 0$) :

$$\left. \frac{\partial \phi_M}{\partial y^*} \right|_0 = 0 \quad (4)$$

- A l'interface liquide-air ($y^* = 1-\delta^*$) :

$$(\mu_L^* \frac{\partial U_L^*}{\partial y^*})_i = (\mu_M^* \frac{\partial U_M^*}{\partial y^*})_i \quad (5)$$

$$-\lambda_L^* \left. \frac{\partial \theta_L}{\partial y^*} \right|_i = -\lambda_M^* \left. \frac{\partial \theta_M}{\partial y^*} \right|_i + J_v^* .h_{fg}^* .K \quad (6)$$

$$J_v^* = \rho_L^* (V_L^* + U_L^* \frac{d\delta^*}{dz^*})_i = \rho_M^* (V_M^* + U_M^* \frac{d\delta^*}{dz^*})_i \quad (7)$$

- A la paroi ($y^* = 1$) :

$$\phi_p^* = -\lambda_L^* \left. \frac{\partial \theta_L}{\partial y^*} \right|_p = B .\theta_p \quad (8)$$

3. METHODOLOGIE NUMERIQUE

Afin de mieux localiser la position de l'interface, on effectue le changement de coordonnées suivant :

$$z' = z^* \quad (9)$$

$$\eta_M = \frac{y}{R - \delta} \quad (10)$$

$$\eta_L = 2 - \frac{R - y}{\delta} \quad (11)$$

Les équations de transfert sont réécrites dans ce nouveau référentiel ($O\eta z'$) puis discrétisées par la méthode des volumes finis. Pour chaque variable $\phi(U_k^*, V_k^*, \theta_k, W^*)$, les systèmes d'équations peuvent s'écrire sous la forme générale suivante :

$$a_p .\phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + b \quad (12)$$

où b est le terme source et les coefficients a_p , a_w , a_E , a_S , a_N sont calculés en utilisant un schéma d'interpolation hybride. Ces systèmes d'équations sont ensuite résolus par la méthode de Gauss pour les équations de quantité de mouvement (associées à l'équation de conservation du débit), et par la méthode de Thomas pour les équations d'énergie et de diffusion. L'épaisseur du film d'eau $\delta(z)$ est déterminée par la méthode de la sécante appliquée à l'équation du bilan massique à l'interface liquide-gaz. Une étude de sensibilité aux pas d'espace montre que les écarts entre les valeurs du nombre de Nusselt local obtenues avec un maillage (30 x 300) n'excèdent pas 1 % par rapport à celles obtenues avec des maillages plus fins. Tous les résultats présentés ici ont été obtenus avec ce maillage.

4. RESULTATS

Les calculs ont été effectués pour les conditions suivantes: $H = 1$ m, $R = 8$ mm, $P_0 = 1$ atm, $\delta_0 = 0,02$ mm, $U_0 = 1$ m/s, $T_0 = 60^\circ\text{C}$, $W_0 = 63$ g vapeur/kg mélange (correspondant à une humidité relative de 0,5). La paroi est refroidie par convection avec un fluide externe à la température $T_e = 20^\circ\text{C}$, le coefficient de convection h variant entre 50 et 200 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Les résultats obtenus sont présentés sur les figures 2, 3, 4, 5.

La figure 2 représente les profils de fraction massique de vapeur dans le mélange à la sortie du canal. Ils présentent une allure sensiblement parabolique, avec une concentration maximale sur l'axe du canal. La teneur en incondensables augmente à l'interface du fait de la diminution de la température et de la fraction de vapeur, en particulier pour la paroi isotherme.

Par ailleurs, l'humidité relative du mélange, nettement inférieure à 1 sur l'axe du canal, tend vers la saturation à l'interface. Son augmentation avec le coefficient h résulte de la diminution de la pression de vapeur saturante par le refroidissement du fluide au cours de l'écoulement.

La figure 3 montre que le débit massique de liquide augmente le long du canal en raison de l'accroissement simultané de l'épaisseur de film par condensation, de la masse volumique d'eau liquide par refroidissement et de la vitesse de liquide sous les effets de la gravité et des contraintes de cisaillement à l'interface. L'épaisseur du condensat reste toutefois très faible par rapport à la distance entre les parois, en raison de la concentration initiale importante en gaz incondensables et du débit gazeux relativement faible (fig. 4). En outre, on remarque que la pente $d\delta/dz$ diminue le long du canal et l'épaisseur $\delta(z)$ tend vers une valeur limite traduisant la condensation complète au bout d'une distance non encore atteinte (fig. 4).

Par ailleurs, la densité de flux thermique pariétal décroît assez rapidement à l'entrée puis tend asymptotiquement vers une valeur limite au bout d'une certaine longueur. Cette évolution résulte de la diminution des températures et gradients thermiques le long de la paroi (fig. 5).

D'autre part, l'analyse de l'influence du transfert de chaleur par convection entre la paroi et le milieu ambiant montre que l'augmentation du coefficient de transfert entraîne une diminution de la fraction de vapeur, en particulier à l'interface (fig. 2). Il s'ensuit une augmentation du débit, de l'épaisseur de condensat et des densités de flux thermique à la paroi (fig. 3, 4, 5).

Enfin, dans le cas de la paroi isotherme, la condensation est caractérisée par un refroidissement des fluides, une épaisseur de condensat et un débit de liquide plus importants que pour une paroi refroidie par convection externe.

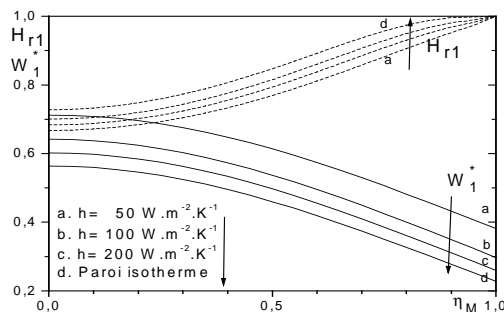


Figure 2. Profils de concentration en vapeur et d'humidité relative à $z=H$

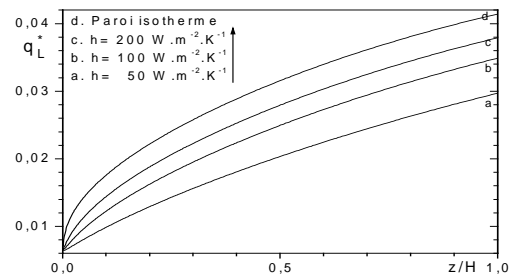


Figure 3. Evolution du débit massique de liquide le long de la paroi

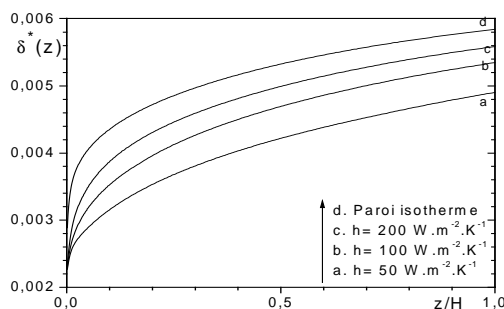


Figure 4. Evolution de l'épaisseur de film liquide le long de la paroi

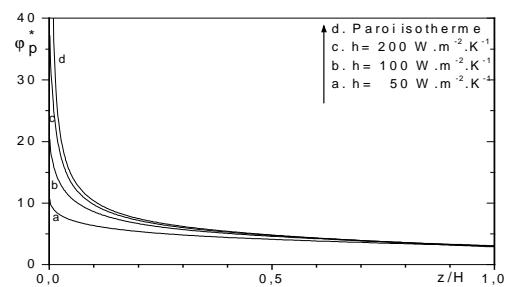


Figure 5. Densité de flux thermique adimensionnelle à la paroi

CONCLUSION

La condensation en film par convection mixte laminaire d'air humide dans un canal vertical à parois non isothermes est analysée numériquement. Le modèle adopté tient compte des termes de diffusion axiale et de la variation des propriétés physiques des fluides. Il reste applicable pour d'autres conditions d'entrée et de paroi ou d'autres fluides. Les résultats obtenus montrent notamment que le phénomène de condensation en présence de gaz incondensables est caractérisé par une augmentation relativement faible de l'épaisseur de film. D'autre part, l'augmentation des échanges convectifs entre la paroi du canal et le milieu extérieur favorise la condensation et entraîne un accroissement du flux thermique à la paroi.

Nomenclature

c_{pk}	chaleur massique isobare, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
D_h	diamètre hydraulique : $D_h=4*R$, m
D_v	coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air, $m^2.s^{-1}$
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
h	coefficient de convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
H	hauteur du canal, m
H_r	humidité relative
h_{fg}	chaleur latente de condensation, $J.kg^{-1}$
J_v	densité massique du flux de vapeur, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
q_k	demi-débit massique du fluide k par unité de largeur du canal, $kg.s^{-1}.m^{-1}$
P	pression, Pa
R	distance axe - parois du canal, m
T	température, K
U, V	composantes axiale, transversale de la vitesse, $m.s^{-1}$
W	fraction massique de vapeur dans le mélange, $kg\ vapeur/kg\ mélange$
y, z	coordonnées spatiales, m

Symboles grecs

δ	épaisseur du film liquide, m
ϕ	densité de flux thermique, $W.m^{-2}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
η_k	coordonnées adimensionnelles

Indices

0	à l'entrée ($z = 0$)
1	à la sortie ($z = H$)
e	fluide extérieur
i	à l'interface liquide-gaz
k	M (mélange gazeux), L (liquide)
p	paroi
*	grandeurs adimensionnelles

Paramètres adimensionnels

B	$\frac{h.R}{\lambda_0}$
K	$\frac{\rho_0.U_0.h_{fg0}.R}{\lambda_0.(T_0 - T_e)}$

Références

- [1] W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *VDI Zeitschrift*, Vol. 60, pp. 541-546 et pp. 569-575, 1916.
- [2] P. K. Panday, Condensation en film et directe, *Ecole d'Eté GUT*, "Transfert de chaleur et de matière avec changement de phase", GUT Ed. Tome 2, pp. 611-760, 1990.
- [3] H. Louahlia, P.K. Panday, Condensation en film entre deux plaques planes verticales : Comparaison des performances thermiques du R134a et du R12, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Volume 75, Issue 4, pp. 704-711, 1997.
- [4] E.C. Siow, S.J. Ormiston, H.M. Soliman, A two-phase model for laminar film condensation from steam air-mixtures in vertical parallel plate channels, *Heat and Mass Transfer*, 40, pp. 365-375, 2004.
- [5] H. Henni, X. Chesneau, A.P.P.F. Leite, B. Zeghmati, Etude numérique de la condensation en film de la vapeur de méthanol à l'intérieur d'un tube du condenseur d'une machine frigorifique solaire, *12^{èmes} Journées Internationales de Thermique, Tanger*, pp. 89-92, 2005.