

Lazhar MEROUANI <sup>1</sup>  
Azeddine BELHAMRI <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Institut SETI, Centre  
Universitaire de Khenchela,  
Algérie

<sup>2</sup> Laboratoire de Génie  
Climatique, Université Mentouri  
Constantine, Algérie

\* Auteur correspondant  
(l.merouani@gmail.com)

## ETUDE DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MASSE PAR CONDENSATION DANS UN TUBE VERTICAL A PARI POREUSE

**Résumé :** L'étude présentée concerne la condensation en film lors de l'écoulement d'un mélange vapeur – gaz non condensables dans un tube vertical à paroi poreuse. Les équations de la couche limite et le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer sont respectivement appliqués pour la couche poreuse et les phases gazeuse et liquide. Le couplage des équations des trois milieux est exprimé par la continuité des contraintes de cisaillement et des densités des flux thermique et massique aux interfaces liquide-gaz et liquide-milieu poreux. Les systèmes d'équations sont discrétisées par la méthode des différences finies. Les calculs effectués permettent de déterminer l'influence des propriétés du milieu poreux et du débit du mélange gazeux sur le comportement hydrodynamique du système.

**Mots clés :** condensation, écoulement diphasique, milieu poreux, modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer, transferts de chaleur et de masse.

### Nomenclature

C fraction massique de vapeur,  $kg/kg$   
 $c_p$  chaleur massique isobare,  $J.kg^{-1}.K^{-1}$   
 $D_v$  coefficient de diffusion de vapeur,  $m^2/s$   
 $e$  épaisseur de couche poreuse,  $m$   
 $F$  coefficient de Forchheimer  
 $G$  gradient axial de pression  $G=dP/dz$ ,  $Pa/m$   
 $g$  accélération de la pesanteur,  $g = 9.8 m/s^2$   
 $K$  perméabilité du milieu poreux,  $m^2$   
 $H$  hauteur du tube,  $m$   
 $J_v$  densité massique de vapeur,  $kg.m^{-2}.s^{-1}$   
 $L_c$  chaleur latente de condensation,  $J/kg$   
 $M$  masse molaire,  $kg/mol$   
 $N_z$  nombre de nœuds suivant  $z$   
 $N_\eta$  nombre de nœuds suivant  $\eta$   
 $P$  pression,  $Pa$   
 $q_k$  débit massique du fluide  $k$ ,  $kg/s$   
 $r$  coordonnée radiale,  $m$   
 $R$  rayon du tube,  $m$   
 $T$  température,  $K$   
 $U$  composante axiale de la vitesse,  $m/s$   
 $V$  composante radiale de la vitesse,  $m/s$   
 $z$  coordonnée axiale,  $m$

### Lettres grecques

$\alpha$  rapport des masses molaires,  $\alpha = M_v/M_a$   
 $\alpha_k$  diffusivité thermique du fluide  $k$ ,  $m^2/s$   
 $\rho$  masse volumique,  $kg/m^3$   
 $\mu$  viscosité dynamique,  $kg.m^{-1}.s^{-1}$

$\lambda$  conductivité thermique,  $W.m^{-1}.K^{-1}$   
 $\nu$  viscosité cinématique,  $m^2/s$   
 $\delta$  épaisseur de film liquide,  $m$   
 $\eta$  coordonnées radiales adimensionnelles  
 $\epsilon$  porosité du milieu poreux

### Paramètres adimensionnels

$Da$  nombre de Darcy,  $Da = K/R^2$   
 $Fr$  nombre de Froude,  $Fr = U_0^2/(Rg)$   
 $e^*$  épaisseur adimensionnelle de la couche poreuse,  $e^* = e/R$   
 $Ja$  nombre de Jacob,  $Ja = c_{pl}\Delta T/L_c$   
 $Pr_k$  nombre de Prandtl,  $Pr_k = \mu_k c_{pk}/\lambda_k$   
 $Re_0$  nombre de Reynolds,  $Re_0 = 2R.U_0/\nu_g$   
 $Sc$  nombre de Schmidt,  $Sc = \nu_g/D_v$

### Indices / Exposants

0 à l'entrée ( $z = 0$ )  
 $c$  condensat  
 $e$  effective (milieu poreux)  
 $f$  fin de condensation  
 $g$  mélange gazeux  
 $i$  interface liquide-mélange gazeux  
 $k$   $k = l$ : liquide,  $k = g$ : mélange gazeux  
 $l$  liquide pur  
 $p$  milieu poreux  
 $vs$  vapeur saturante  
 $w$  paroi  
 $*$  grandeur adimensionnelle

## Introduction

La condensation de vapeur sur une paroi refroidie est un phénomène particulier de transfert de chaleur et de masse, ayant de nombreuses applications pratiques (condenseurs, échangeurs thermiques, dessalement d'eau saumâtre, ...). C'est un processus conduisant à l'apparition d'une phase liquide sur une surface froide et s'accompagnant d'un important dégagement de chaleur latente.

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 saturée stagnante sur une plaque verticale. L'étude a permis de montrer que le coefficient de transfert thermique pariétal diminue le long de l'écoulement, en raison de l'épaisseur croissante du film liquide. La présence du condensat constitue une résistance thermique importante au transfert de chaleur entre la vapeur et la paroi. De nombreuses études ont été menées dans le but d'améliorer les transferts thermiques par réduction de l'épaisseur du film liquide.

Shekarriz et Plumb [2] ont examiné expérimentalement l'effet de la présence d'ailettes poreuses sur la condensation en film sur la paroi d'un tuyau horizontal. Ils ont montré qu'elles contribuent de manière significative à diminuer l'épaisseur du film liquide, et donc à améliorer les échanges thermiques à la paroi. Renken et al. [3] ont utilisé une autre méthode pour améliorer le transfert de chaleur par condensation sur une plaque verticale en recouvrant la surface de la paroi avec une couche poreuse perméable relativement mince. Ils ont constaté une augmentation significative du coefficient de transfert thermique par rapport à la surface non recouverte dans les mêmes conditions thermophysiques. Une étude numérique de la condensation en film par convection sur une plaque inclinée recouverte d'une mince couche poreuse a été menée par Renken et al. [4]. Les résultats montrent l'influence des nombres de Reynolds, Darcy, Jakob et Prandtl et de la conductivité thermique effective du substrat poreux sur les profils de température et le coefficient de transfert thermique. Chaynane et al. [5] ont présenté une étude de la condensation en film d'une vapeur pure saturée isotherme sur une paroi poreuse inclinée. Ils ont montré le rôle important de l'épaisseur et des propriétés de la couche poreuse sur les échanges thermiques et sur l'épaisseur de condensat. Asbik et al. [6] ont mené une étude analytique de la condensation en film laminaire par convection naturelle sur une paroi verticale recouverte d'un mince substrat poreux. L'étude a permis de

déterminer les profils de vitesse et température dans le revêtement poreux, l'évolution de l'épaisseur de film, ainsi que l'effet de dispersion thermique sur les transferts de chaleur à la paroi.

Dans ce travail, on présente une analyse numérique de la condensation de vapeur en présence de gaz non condensables par convection forcée dans un tube cylindrique vertical à paroi poreuse. Les équations de transfert dans les trois milieux (couche poreuse, film liquide, mélange gazeux) sont décrites respectivement par le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer et les équations classiques de la couche limite. L'étude est menée en tenant compte des paramètres souvent négligés dans les études de condensation en milieu poreux, à savoir le gradient axial de pression, les termes d'inertie et de convection d'enthalpie et les contraintes de cisaillement aux interfaces liquide-mélange gazeux et liquide-milieu poreux.

## 1. Formulation du problème

On considère un tube cylindrique vertical de rayon interne  $R$ , de hauteur  $H$  et dont la paroi est recouverte d'une mince couche poreuse d'épaisseur  $e$  très faible par rapport  $R$  (fig. 1)

A l'entrée du tube, arrive un écoulement d'un fluide constitué d'un mélange de vapeur et de gaz non condensables à température  $T_0$ , vitesse  $U_0$ , pression  $P_0$  et concentration en vapeur  $C_0$  supposées uniformes. La paroi est supposée isotherme à la température  $T_w$  inférieure à la température de rosée du mélange. Lors de l'écoulement du fluide dans le tube, il se produit alors une condensation de vapeur sur la paroi conduisant à l'apparition d'un mince film liquide ruisselant sur la paroi. On distingue ainsi trois régions dans la conduite : la couche poreuse saturée, le film liquide et le mélange gazeux.

Les hypothèses suivantes sont adoptées :

- les approximations de la couche limite sont supposées valables pour le film liquide et le mélange gazeux,
- les fluides sont visqueux newtoniens en écoulement laminaire,
- les propriétés physiques des trois milieux sont supposées constantes,
- la pression est uniforme dans toute section droite du tube,
- le mélange vapeur- gaz est assimilé à un mélange idéal de gaz parfaits,
- la couche poreuse est saturée, homogène, isotrope et en équilibre thermodynamique local avec le liquide,
- le condensat recouvre totalement la couche poreuse dès l'entrée du tube.

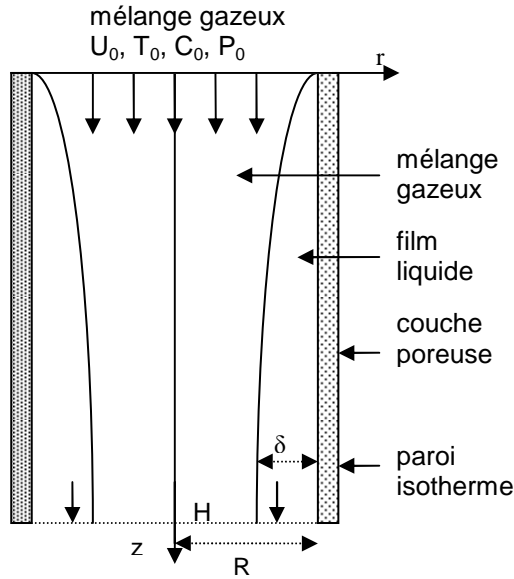


Figure 1 : Modèle physique

## 2. Equations de base

En régime stationnaire, les transferts dans les phases liquide et gazeuse sont décrits par les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion suivant le modèle classique de la couche limite. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer est utilisé pour décrire les transferts dans la couche poreuse.

Compte tenu de ces hypothèses, les systèmes d'équations s'écrivent comme suit :

### 2.1. Milieu poreux :

$$\frac{\partial U_p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_p)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho_l}{\varepsilon^2} (U_p \frac{\partial U_p}{\partial z} + V_p \frac{\partial U_p}{\partial r}) = \frac{\mu_e}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial U_p}{\partial r}) - \frac{dP}{dz} + \rho_l g - \frac{\mu_l U_p}{K} - \frac{\rho_l F U_p^2}{\sqrt{K}} \quad (2)$$

$$(\rho c_p)_l (U_p \frac{\partial T_p}{\partial z} + V_p \frac{\partial T_p}{\partial r}) = \frac{\lambda_e}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial T_p}{\partial r}) \quad (3)$$

### 2.2. Film liquide :

$$\frac{\partial U_l}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_l)}{\partial r} = 0 \quad (4)$$

$$U_l \frac{\partial U_l}{\partial z} + V_l \frac{\partial U_l}{\partial r} = \frac{\nu_l}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial U_l}{\partial r}) + g - \frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{dz} \quad (5)$$

$$U_l \frac{\partial T_l}{\partial z} + V_l \frac{\partial T_l}{\partial r} = \frac{\alpha_l}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial T_l}{\partial r}) \quad (6)$$

### 2.3. Mélange gazeux :

$$\frac{\partial U_g}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rV_g)}{\partial r} = 0 \quad (7)$$

$$U_g \frac{\partial U_g}{\partial z} + V_g \frac{\partial U_g}{\partial r} = \frac{\nu_g}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial U_g}{\partial r}) + g - \frac{1}{\rho_g} \frac{dP}{dz} \quad (8)$$

$$U_g \frac{\partial T_g}{\partial z} + V_g \frac{\partial T_g}{\partial r} = \frac{\alpha_g}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial T_g}{\partial r}) + D_v \frac{(c_{pv} - c_{pa})}{c_{pg}} \frac{\partial T_g}{\partial r} \frac{\partial C}{\partial r} \quad (9)$$

$$U_g \frac{\partial C}{\partial z} + V_g \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{D_v}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \frac{\partial C}{\partial r}) \quad (10)$$

### 2.4. Conditions aux limites

- A l'entrée (z = 0):

$$\phi_g = \phi_0 \quad \text{pour } \phi_g = U_g, T_g, C \quad (11)$$

- Sur l'axe du tube (r = 0):

$$\partial \phi_g / \partial r \Big|_0 = 0 \quad \text{pour } \phi_g = U_g, T_g, C \quad (12)$$

- A l'interface liquide – gaz (r<sub>i</sub> = R – δ) :

$$U_l = U_g, \quad \mu_g \frac{\partial U_g}{\partial r} \Big|_i = \mu_l \frac{\partial U_l}{\partial r} \Big|_i \quad (13a-b)$$

$$T_l = T_g, \quad -\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial r} \Big|_i = J_v L_c - \lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial r} \Big|_i \quad (14a-b)$$

$$C_i = \frac{\alpha P_{vs}(T_i)}{(\alpha - 1)P_{vs}(T_i) + P_i} \quad (15)$$

$$J_v = \rho_l (V_l + U_l \frac{d\delta}{dz}) \Big|_i = \rho_g (V_g + U_g \frac{d\delta}{dz}) \Big|_i \quad (16)$$

- A l'interface liquide – milieu poreux (r = R):

$$U_l = U_p, \quad \mu_l \frac{\partial U_l}{\partial r} \Big|_R = \mu_e \frac{\partial U_p}{\partial r} \Big|_R \quad (17a-b)$$

$$T_l = T_p, \quad \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial r} \Big|_R = \lambda_e \frac{\partial T_p}{\partial r} \Big|_R \quad (18a-b)$$

- A la paroi (r = R+e):

$$U_p = V_p = 0, \quad T_p = T_w \quad (19a-b)$$

### 2.5. Adimensionnalisation

Les systèmes d'équations et les conditions aux limites sont adimensionnalisées en introduisant les variables réduites suivantes:

$$(r^*, z^*, \delta^*) = \frac{(r, z, \delta)}{R} \quad (20)$$

$$(U_k^*, V_k^*) = \frac{(U_k, V_k)}{U_0} \quad (21)$$

$$T_k^* = \frac{(T_k - T_w)}{(T_0 - T_w)}, P^* = \frac{P - P_0}{\rho_0 U_0^2}, q_k^* = \frac{q_k}{q_{g0}} \quad (22a-c)$$

Il en résulte les paramètres adimensionnels suivants:  $e^*$ ,  $Re_0$ ,  $Fr$ ,  $Pr_L$ ,  $Pr_g$ ,  $Sc$ ,  $Ja$ ,  $Da$ ,  $\alpha$  (définis en nomenclature) et les rapports des propriétés physiques des fluides :

$$\rho^* = \frac{\rho_g}{\rho_l}, \mu^* = \frac{\mu_g}{\mu_l}, \lambda^* = \frac{\lambda_g}{\lambda_l} \quad (23a-c)$$

$$\mu_e^* = \frac{\mu_e}{\mu_l}, \lambda_e^* = \frac{\lambda_e}{\lambda_l} \quad (24a-b)$$

### 3. Méthodologie numérique

Afin de mieux localiser la position de l'interface liquide – gaz, on procède au changement de coordonnées suivant :

- en phase gazeuse (pour  $0 \leq r \leq R-\delta$ ) :

$$\eta_g = \frac{r}{R-\delta} \quad (25)$$

- en phase liquide (pour  $R-\delta \leq r \leq R$ ):

$$\eta_L = 2 + \frac{r-R}{\delta} \quad (26)$$

- dans le milieu poreux (pour  $R \leq r \leq R+e$ ):

$$\eta_p = 2 + \frac{r-R}{e} \quad (27)$$

Dans ce nouveau référentiel, les phases gazeuse, liquide et poreuse sont définies dans les intervalles respectifs :  $0 \leq \eta_g \leq 1$ ,  $1 \leq \eta_L \leq 2$ ,  $2 \leq \eta_p \leq 3$ . Les équations de transfert et les conditions aux limites sont réécrites dans ce nouveau référentiel puis discrétisées par la méthode des différences finies en schéma implicite. Cette discrétisation permet d'obtenir un système d'équations pour chaque variable  $\phi$  ( $U_k$ ,  $T_k$ ,  $C$ ). Ces équations sont résolues successivement par une méthode itérative ligne par ligne. Les équations de quantité de mouvement associées à l'équation de conservation du bilan massique sont résolues par la méthode de Gauss et permettent la détermination des profils de vitesse et du gradient de pression. Les systèmes d'équations de l'énergie et de diffusion à matrices tridiagonales sont résolus par l'algorithme de Thomas. La convergence de la solution globale est considérée atteinte lorsque le changement relatif de chaque variable  $\phi$  lors de deux itérations successives est inférieur à  $10^{-6}$  pour chaque nœud du domaine.

Par ailleurs, une étude de l'influence du maillage sur la variation du nombre de Nusselt moyen a été menée afin de déterminer le

maillage optimal dans les conditions indiquées au § 5. Les résultats obtenus montrent que l'écart relatif des valeurs du nombre de Nusselt entre les différentes grilles testées n'excède pas 4 %. Finalement, le maillage retenu correspond à  $N_z = 1000$ ,  $N_r = 40$ .

### 4. Méthode de calcul de l'épaisseur de film liquide :

On présente ici la méthode de calcul de l'évolution de l'épaisseur  $\delta$  du film liquide le long de la paroi. A chaque section de calcul  $z$ , on impose 2 valeurs de l'épaisseur du film. Pour chacune d'elles, on effectue la procédure suivante :

- On procède à la résolution successive des systèmes d'équations : quantité de mouvement, continuité, énergie et diffusion.
- Si la convergence est vérifiée pour l'ensemble des équations, on passe à l'étape suivante. Sinon les étapes a, b sont répétées.
- On calcule l'erreur sur le débit massique  $E$ . A partir de la troisième itération, si  $|E| > 10^{-6}$ , une autre valeur de  $\delta$  est calculée par la méthode de la sécante et les étapes a, b, c sont répétées. Sinon, la valeur de  $\delta$  obtenue est adoptée et on passe à la côte  $z$  suivante.

### 5. Analyse des résultats

Dans ce travail, les calculs ont été menés pour un mélange air-vapeur d'eau en écoulement dans une conduite de dimensions  $R = 0.01$  m,  $H = 1.2$  m. Un cas typique de calcul de condensation est effectué pour les conditions suivantes:  $P_0 = 1$  atm,  $T_0 = 98.2^\circ\text{C}$ ,  $C_0 = 0.9$ ,  $Re_0 = 1000$ ,  $T_w = 78.2^\circ\text{C}$ .

Les caractéristiques de la couche poreuse sont les suivantes:  $\varepsilon = 0.5$ ,  $e^* = 0.01$ ,  $F = 0.55$ ,  $\lambda_e^* = 1$ ,  $\mu_e^* = 1/\varepsilon$ ,  $Da = 10^{-5}$ .

Les autres paramètres adimensionnels ont pour valeurs :  $Fr = 10.7$ ,  $Pr_L = 2.27$ ,  $Pr_g = 0.802$ ,  $Sc = 0.558$ ,  $Ja = 0.0363$ ,  $\lambda^* = 0.0405$ ,  $\rho^* = 8.62 \cdot 10^{-4}$ ,  $\mu^* = 0.0456$ ,

La figure 2 représente les profils de vitesse à différentes côtes  $z^*$ , les échelles de représentation des courbes dans les trois milieux étant différentes. La vitesse du mélange gazeux est supposée uniforme à l'entrée puis subit une déformation progressive le long du tube. A partir d'une distance  $z^* \approx 20$ , les profils tendent vers une allure sensiblement parabolique, le pic des vitesses se situant sur l'axe du tube. Les profils de vitesse des phases liquide et poreuse sont d'allure quasi-parabolique croissante, maximale à l'interface mais très faible par rapport à celle du mélange gazeux. La vitesse de liquide dans la couche poreuse reste nettement inférieure à celle du condensat, en

raison de sa viscosité effective supérieure à celle du fluide. A la sortie du tube, l'écoulement a pratiquement atteint le régime établi de fin de condensation. Les écoulements des deux phases restent laminaires tout le long du tube, les nombres de Reynolds étant suffisamment faibles ( $Re_l = 12$  et  $Re_g = 180$  à la sortie).

Les profils de température dans les trois milieux sont présentés sur la figure 3. La température est uniforme à l'entrée puis subit une brusque diminution au niveau de la paroi. Il s'ensuit une décroissance progressive de la température le long du tube. Les gradients thermiques diminuent fortement le long du tube, traduisant ainsi un refroidissement des fluides accompagné d'une nette réduction du taux de condensation et de la densité de flux thermique pariétale. Dans les milieux liquide et poreux, les variations de température sont nettement plus faibles que celles du mélange gazeux et les profils de température sont quasi-linéaires. Ce qui traduit l'influence négligeable des termes convectifs pour les phases liquide et poreuse. Les profils tendent progressivement vers les valeurs uniformes correspondant à la situation d'isothermie et de saturation à la température de paroi pratiquement atteinte à la sortie. En fin de condensation, la concentration en vapeur du mélange représente la fraction massique de vapeur résiduelle ( $C_r = 0.323$ ).

Les figures 4 et 5 représentent l'influence de la porosité  $\varepsilon$  et du nombre de Darcy sur l'évolution de l'épaisseur de film et le débit de condensat total (film liquide et milieu poreux). Les calculs ont été effectués séparément pour  $\varepsilon = 0.25, 0.5, 0.75$  et  $Da = 10^{-5}, 10^{-4}, 10^{-3}$ . Dans le cas d'un cylindre de rayon  $R = 1$  cm, ces valeurs de  $Da$  correspondent à des perméabilités  $K = 10^{-9}, 10^{-8}, 10^{-7}$  m<sup>2</sup>. Tous les autres paramètres sont maintenus constants.

Les résultats obtenus montrent qu'une augmentation de la porosité et du nombre de Darcy s'accompagne d'une diminution de l'épaisseur de film liquide et d'un net accroissement du débit de condensat total. Ces propriétés affectent directement le comportement hydrodynamique du milieu poreux. En effet, la perméabilité intrinsèque caractérise la capacité du matériau à permettre l'infiltration du liquide et la porosité représente la fraction de volume poreux interne dans lequel s'effectue l'écoulement du fluide. Ces deux propriétés ont pour effet de favoriser le transfert de liquide à travers le réseau poreux au détriment du condensat externe.

La figure 6 représente l'influence du nombre de Reynolds  $Re_0$  du mélange gazeux sur l'évolution de l'épaisseur de film et le débit total. Les calculs ont été effectués  $Re_0 = 500, 1000, 2000$ . Les résultats obtenus montrent

que l'épaisseur de condensat et le débit total de liquide augmentent avec  $Re_0$ . En effet, un accroissement de  $Re_0$  s'accompagne d'une augmentation de la vitesse et du débit du mélange favorisant la condensation d'une plus grande quantité de vapeur. Il s'ensuit une augmentation du flux de chaleur total échangé à la paroi, celui-ci étant sensiblement proportionnel à la chaleur latente de condensation et au débit de liquide qui en résulte.

## Conclusion

La condensation en film par convection forcée d'un mélange vapeur - gaz non condensables dans un tube vertical à paroi poreuse isotherme est analysée numériquement. Les transferts dans les trois milieux (poreux, liquide et gazeux) sont décrits respectivement par le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer et les équations de la couche limite. Les systèmes d'équations couplées sont résolus après discrétisation par la méthode des différences finies. Les simulations effectuées permettent de déterminer les profils de vitesse et de température ainsi que les évolutions axiales du débit total de liquide et de l'épaisseur de film. Les résultats obtenus montrent que dans les phases liquide et poreuse, les profils de vitesse sont d'allure sensiblement parabolique croissante et nettement inférieure à celle du mélange gazeux. Les profils thermiques sont quasi-linéaires et tendent progressivement vers la température de paroi pratiquement atteinte à la sortie du tube. L'étude paramétrique a montré que le débit total de condensat augmente alors que l'épaisseur de film liquide diminue avec la porosité et la perméabilité du milieu poreux. Ces mêmes grandeurs augmentent avec le nombre de Reynolds du mélange gazeux à l'entrée du tube.

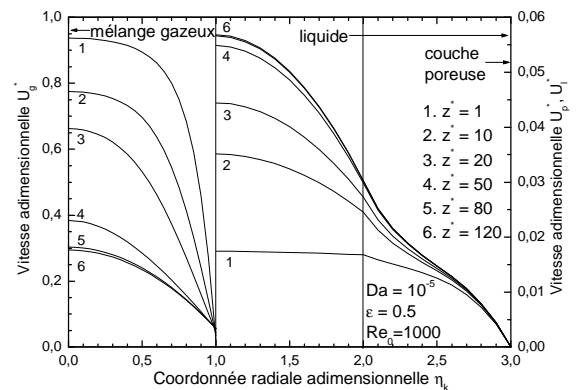


Figure 2 : Profils de vitesse dans les 3 milieux

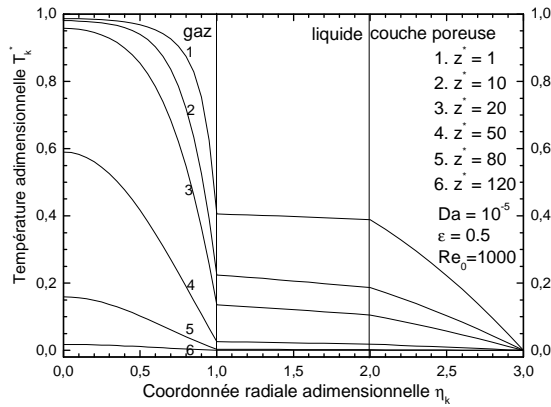


Figure 3 : Profils de température dans les 3 milieux

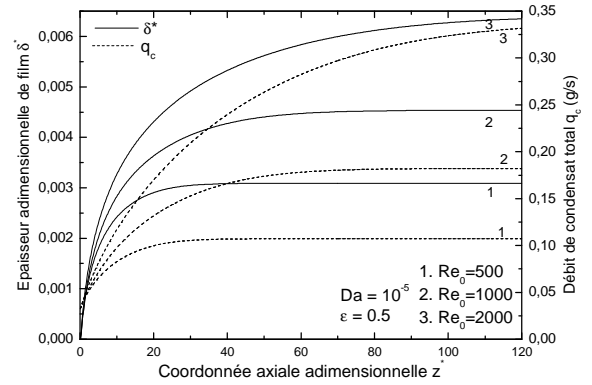


Figure 6 : Effet de  $Re_0$  sur l'évolution de l'épaisseur de film et du débit de condensat

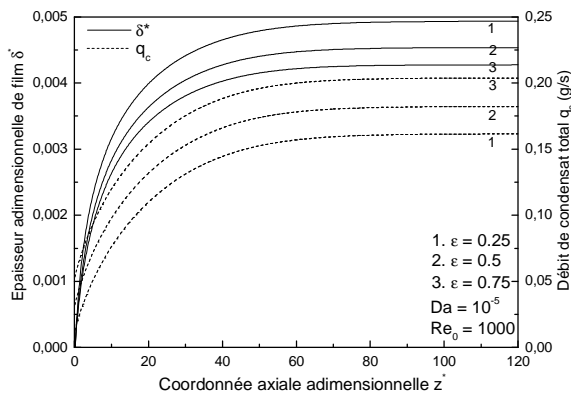


Figure 4 : Effet de  $\epsilon$  sur l'évolution de l'épaisseur de film et du débit de condensat

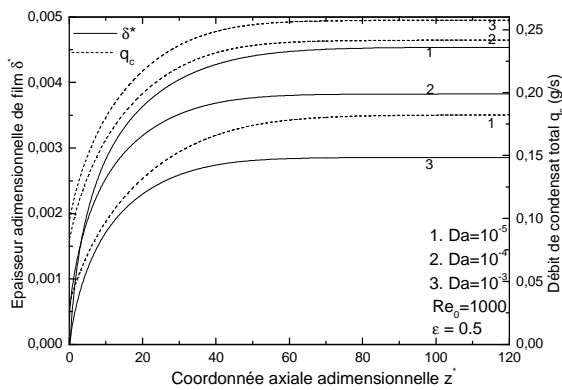


Figure 5 : Effet de  $Da$  sur l'évolution de l'épaisseur de film et du débit de condensat

## Références

- [1] W. NUSSELT, The condensation of steam on cooled surfaces (Traduit par D. Fullarton), *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, No 27, pp. 541-575, 1916
- [2] A. SHEKARRIZ, O.A. PLUMB, Enhancement of film condensation using porous fins, *Journal Of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.3, No 3, pp. 309-314, 1989.
- [3] K.J. RENKEN, D.J. SOLTYKIWICZ, D. POULIKAKOS, A study of laminar film condensation on a vertical surface with a porous coating, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 16, No 2, pp.181-192, 1989.
- [4] K.J. RENKEN, M.J. CARNEIRO, K. MEECHAN, Analysis of laminar forced convective condensation within thin porous coatings, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 8, No 2, pp. 303-308, 1994.
- [5] R. CHAYNANE, M. ASBIK, H. BOUSHABA, B. ZEGHMATI, A. KHMOU, Etude de la condensation en film laminaire d'une vapeur pure et saturée sur la paroi poreuse d'une plaque inclinée, *Mécanique & Industries*, Vol. 5, No. 4, pp. 381-391, 2004.
- [6] M. ASBIK, B. ZEGHMATI, H. GUALOUS-LOUAHLIA, W. M. YAN, The effect of thermal dispersion on free convection film condensation on a vertical plate with a thin porous layer, *Transport in Porous Media*, Vol. 67, No.3, pp. 335-352, 2007.