

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

<sup>1</sup> Laboratoire des Capteurs  
Instrumentation et Procédés,  
Université Abbes Laghrour,  
Khenchela, Algérie

<sup>2</sup> Laboratoire de Génie  
Climatique, Université  
Constantine 1, Algérie

\* Auteur correspondant  
l.merouani@gmail.com

## MODELISATION BIDIMENSIONNELLE DES ECHANGES THERMIQUES DIPHASIQUES DANS UN CONDENSEUR

**Résumé :** L'étude présentée concerne la modélisation numérique du processus de condensation de trois réfrigérants dans un tube vertical. Les transferts dans le mélange gazeux et la phase liquide sont régis par les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion. Les simulations numériques menées ont permis de déterminer les distributions de vitesse des fluides et les évolutions axiales de l'épaisseur de film, du taux de condensation et du coefficient de transfert thermique pour les trois réfrigérants en présence d'air et à l'état de vapeurs pures. L'analyse comparative de leurs performances hydrodynamiques et thermiques permet de mettre en évidence l'influence des propriétés thermophysiques des fluides sur l'évolution du processus de condensation.

**Mots clés :** Condensation, film liquide, mélange vapeur-gaz, réfrigérant, vapeur saturée

### Nomenclature

a	Diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
C	Fraction massique de vapeur, $kg.kg^{-1}$
$c_p$	Chaleur massique isobare, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$D_v$	Coefficient de diffusion, $m^2.s^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
G	Gradient axial de pression, $Pa.m^{-1}$
h	Coefficient de transfert thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$J_v$	Densité de flux massique local, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
L	Hauteur du tube, $m$
$L_c$	Chaleur latente de condensation, $J.kg^{-1}$
$M_k$	Masse molaire du fluide k, $kg.mole^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pression, $Pa$
$q_k$	Débit massique du fluide k, $kg.s^{-1}$
r	Coordonnée radiale, $m$
R	Rayon du tube, $m$
Re	Nombre de Reynolds
T	Température, $K$
U	Composante axiale de la vitesse, $m.s^{-1}$
V	Composante radiale de la vitesse, $m.s^{-1}$
z	Coordonnée axiale, $m$

### Lettres grecques

$\rho$	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\mu$	Viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\nu$	Viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$\lambda$	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$\psi_k$	Variation d'état (U, V, T, C)
$\delta$	Epaisseur de film liquide, $m$
$\eta_k$	Coordonnées radiales transformées

### Indices / Exposants

a	Sur l'axe du tube
f	Fin de condensation
i	Interface liquide-mélange gazeux
k	Phase (liquide, mélange gazeux)
L	Liquide
M	Mélange gazeux
v	Vapeur
w	A la paroi
0	A l'entrée ( $z = 0$ )

### 1. Introduction

La condensation de vapeur sous forme de film liquide constitue la principale transformation subie par les fluides en écoulement dans les installations frigorifiques. La performance de ces machines dépend étroitement des propriétés des fluides frigorigènes mis en jeu et de l'efficacité énergétique de leurs principaux éléments tels que le condenseur et l'évaporateur.

Le premier modèle analytique de la condensation en film a été développé par Nusselt [1] qui a considéré une vapeur pure

saturée en contact avec une plaque plane verticale isotherme.

Plusieurs travaux ont été ensuite effectués par différents auteurs dans des systèmes de géométries variées. Une synthèse bibliographique a été établie par Panday [2] et Dalkilic et al. [3] dans ce domaine. La majorité des travaux publiés concernent des analyses expérimentales sur la condensation de réfrigérants à l'état de vapeurs pures ou de mélange de vapeurs.

Ainsi, Louahlia et Panday [4] ont présenté une étude numérique de la condensation par convection forcée des fluides frigorigènes R113, R152a et R12 sous forme de vapeurs

pures saturées en écoulement turbulent entre deux plaques horizontales. Les résultats montrent que le condenseur utilisant le R152a comme fluide frigorigène est plus performant que celui avec le R12. Boissieux et al. [5] ont effectué une étude comparative des coefficients d'échange diphasiques de trois réfrigérants HFC en écoulement dans un tube horizontal. Siow et al. [6] ont élaboré des modèles numériques pour la condensation en film de mélanges air-vapeur d'eau et air-R134a le long de plaques verticales, horizontales ou inclinées. Panday [7] a adopté le modèle de turbulence établi sur la longueur de mélange dans les deux phases liquide-vapeur lors de l'étude de la condensation en film turbulent dans un tube vertical ou entre des parois plans isothermes, de la vapeur saturée R123, puis d'un mélange binaire des fluides R123-R134a. Dalkilic et al. [8] ont mené une étude expérimentale pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur R134a dans un tube d'échangeur avec refroidissement liquide. Shi et al. [9] ont examiné expérimentalement la condensation du R134a dans un échangeur de chaleur à plaques verticales. Les coefficients de transfert ont été déterminés à partir des mesures de températures sur les plaques et dans l'eau de refroidissement.

L'objectif de ce travail est d'étudier le processus de condensation de divers réfrigérants (R12, R134a, R152a) dans un tube vertical à paroi isotherme et d'évaluer leur performance en présence d'air. Les calculs effectués permettent de déterminer les évolutions des profils de vitesse des deux phases, de l'épaisseur de film, du débit de liquide et du coefficient de transfert de chaleur depuis l'entrée jusqu'à l'extrémité du tube. Une analyse comparative des comportements hydrodynamiques et thermiques de ces fluides est également effectuée au cours de leur processus de condensation dans les mêmes conditions de fonctionnement.

## 1. Position du problème

Le système physique étudié est représenté sur la Figure 1. On considère un tube vertical de rayon  $R$  et de hauteur  $L$ . A l'entrée du cylindre, arrive un écoulement descendant d'un fluide constitué d'un mélange d'air et de vapeur saturée à vitesse  $U_0$ , température  $T_0$ , pression  $P_0$  et concentration en vapeur  $C_0$  supposées uniformes. La paroi du tube est maintenue isotherme à température  $T_w$  inférieure à  $T_0$ . La condensation de vapeur conduit alors à l'apparition d'un mince film liquide d'épaisseur croissante  $\delta$  ruisselant le

long de la paroi. Un système de coordonnées cylindriques Orz est choisi et les hypothèses suivantes sont adoptées:

- les écoulements de fluides sont incompressibles, laminaires en régime permanent bidimensionnel,
- les approximations de la couche limite sont supposées valables pour le film liquide et le mélange gazeux,
- la pression est uniforme dans toute section droite du tube,
- le mélange air-vapeur est assimilé à un gaz parfait,
- à l'interface liquide-mélange, la vapeur est à l'état saturé,
- les effets Dufour et Soret, la dissipation visqueuse et les transferts radiatifs sont négligeables.

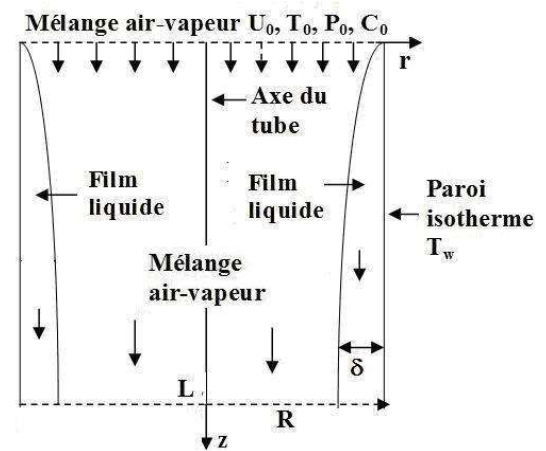


Figure 1 : Modèle physique

## 2. Formulation mathématique

L'épaisseur  $\delta$  du film liquide étant inconnue et variable le long de la paroi, on procède à un changement de coordonnées défini comme suit:

$$\eta_M = \frac{r}{R - \delta}, \quad \eta_L = 2 + \frac{r - R}{\delta}, \quad (1a-b)$$

$$z' = z \quad (1c)$$

Cette méthode de transformation homotopique permet de transformer le domaine réel physique  $(r, z)$  en un domaine fictif numérique  $(\eta, z')$  dans lequel les phases gazeuse et liquide occupent respectivement les intervalles  $0 \leq \eta_M \leq 1$  et  $1 \leq \eta_L \leq 2$ .

### 2.1 Equations de transfert

Compte tenu des hypothèses précédentes, les transferts dans le mélange gazeux et le liquide sont décrits par les équations de

conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion qui s'écrivent dans le nouveau référentiel comme suit :

- Equations de continuité:

$$\frac{\partial U_k}{\partial z'} + \alpha_k \frac{\partial U_k}{\partial \eta_k} + \frac{1}{\eta'_k \beta_k} \frac{\partial(\eta'_k V_k)}{\partial \eta_k} = 0 \quad (2)$$

- Equations de quantité de mouvement, d'énergie et de diffusion :

$$U_k \frac{\partial \psi_k}{\partial z'} + \left( \alpha_k U_k + \frac{V_k}{\beta_k} \right) \frac{\partial \psi_k}{\partial \eta_k} = \frac{1}{\eta'_k \beta_k^2} \frac{\partial}{\partial \eta_k} \left( \Gamma_{\psi k} \eta'_k \frac{\partial \psi_k}{\partial \eta_k} \right) + S_{\psi k} \quad (3)$$

Où l'indice  $k = L$  pour la phase liquide et  $k = M$  pour le mélange gazeux,  $\psi_k$  désigne les grandeurs ( $U_k, T_k, C$ ),  $\Gamma_{\psi k}$  les coefficients de diffusion de chaque variable  $\psi_k$  et  $S_{\psi k}$  le terme source dont les expressions sont indiquées dans le Tableau 1.

Les expressions de  $\alpha_k, \eta'_k, \beta_k$ , s'écrivent comme suit :

$$\alpha_L = \frac{(2 - \eta_L) d\delta}{\delta dz}, \quad \eta'_L = \eta_L - 2 + \frac{R}{\delta}, \quad (4a-b)$$

$$\beta_L = \delta \quad (4c)$$

$$\alpha_M = \frac{\eta_M}{(R - \delta) dz}, \quad \eta'_M = \eta_M, \quad (5a-b)$$

$$\beta_M = R - \delta \quad (5c)$$

	Equation	$\psi_k$	$\Gamma_{\psi}$	$S_{\psi}$
Phase liquide ( $k = L$ )	Quantité de mouvement	$U_L$	$\nu_L$	$g - \frac{1}{\rho_L} \frac{dP}{dz}$
	Energie	$T_L$	$a_L$	0
Mélange air-vapeur ( $k = M$ )	Quantité de mouvement	$U_M$	$\nu_M$	$g - \frac{1}{\rho_M} \frac{dP}{dz}$
	Energie	$T_M$	$a_M$	$\phi_{de}$
	Diffusion	$C$	$D_v$	0

**Tableau 1 :** Liste des variables  $\psi_k$ , coefficients  $\Gamma_{\psi}$  et termes  $S_{\psi}$

Le terme de diffusion enthalpique  $\phi_{de}$  dans l'équation de conservation de l'énergie du mélange gazeux s'écrit sous la forme suivante:

$$\phi_{de} = D_v \frac{(c_{pv} - c_{pa})}{c_{pM}} \frac{\partial T_M}{(R - \delta)^2} \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \quad (6)$$

- Equations de conservation du débit massique:

$$2\pi(R - \delta)^2 \int_0^1 \rho_M U_M \eta_M d\eta_M + 2\pi\delta^2 \int_1^2 \rho_L U_L \eta'_L d\eta_L = q_0 \quad (7)$$

$$q_0 = \pi R^2 \rho_0 U_0 \quad (8a)$$

$$q_C = \int_0^z J_v 2\pi(R - \delta) dz \quad (8b)$$

Où  $q_0$  est le débit massique d'entrée du mélange air-vapeur,  $q_C$  le débit de condensat le long du tube et  $J_v$  la densité de flux massique de vapeur à l'interface donnée par l'équation (13c).

## 2.2 Conditions aux limites

- A l'entrée du tube, les profils du mélange air-vapeur sont supposés uniformes:

$$U_M = U_0, P_M = P_0, T_M = T_0, C = C_0 \quad (9a-d)$$

- Sur l'axe du tube ( $\eta_M = 0$ ), par symétrie:

$$\frac{\partial U_M}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0, \quad \frac{\partial T_M}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0, \quad \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \Big|_0 = 0 \quad (10a-c)$$

- A l'interface liquide - mélange gazeux :

Les conditions de continuité des vitesses, contraintes de cisaillement, températures, densités de flux thermique et massique et saturation de vapeur à l'interface s'écrivent respectivement:

$$U_L = U_M, \quad \frac{\mu_L}{\delta} \frac{\partial U_L}{\partial \eta_L} \Big|_i = \frac{\mu_M}{R - \delta} \frac{\partial U_M}{\partial \eta_M} \Big|_i \quad (11a-b)$$

$$T_L = T_M \quad (12a)$$

$$-\frac{\lambda_L}{\delta} \frac{\partial T_L}{\partial \eta_L} \Big|_i = -\frac{\lambda_M}{R - \delta} \frac{\partial T_M}{\partial \eta_M} \Big|_i + J_v L_c \quad (12b)$$

$$J_v = -\frac{\rho_M D_v}{(1 - C_i)(R - \delta)} \frac{\partial C}{\partial \eta_M} \Big|_i \quad (13)$$

$$C = \frac{M_v P_{vs}}{M_v P_{vs} + M_a (P - P_{vs})} \quad (14)$$

- A la paroi, les conditions de non-glissement et d'isothermie s'écrivent comme suit :

$$U_L = 0, T_L = T_w \quad (15a-b)$$

## 2.3 Paramètres hydrodynamiques et thermiques

En vue d'évaluer les transferts de chaleur au cours de la condensation, on définit le nombre de Nusselt local à la paroi et le flux thermique produit sur une hauteur  $z$  le long du tube selon les expressions suivantes :

$$Nu = \frac{R}{(T_w - T_0) \delta} \frac{\partial T_L}{\partial \eta_L} \Big|_w \quad (16a)$$

$$\phi = 2\pi\lambda_L(T_0 - T_w) \int_0^z Nu.dz \quad (16b)$$

D'autre part, dans le cas de la vapeur pure saturée, le modèle classique de Nusselt [1] pour la condensation sur une plaque plane verticale peut être appliqué pour un tube cylindrique de diamètre très grand par rapport à l'épaisseur de film. D'après ce modèle, les expressions analytiques des évolutions axiales des principales grandeurs caractéristiques de la condensation s'écrivent comme suit :

$$\delta = \left( \frac{4\lambda_L\mu_L\Delta T}{L_c g \rho_L^2} z \right)^{1/4} \quad (17a)$$

$$q'_L = \frac{\rho_L g \delta^3}{3\nu_L} \quad (17b)$$

Où  $q'_L$  représente le débit massique de liquide par unité de largeur.

### 3. Méthodologie numérique

La résolution des systèmes d'équations régissant les transferts dans les deux phases nécessite l'utilisation de procédures numériques. La méthode retenue est celle des différences finies en schéma implicite permettant la discrétisation de ces équations et leur transformation en systèmes d'équations algébriques. Dans notre étude, le maillage utilisé est uniforme selon la direction radiale  $\eta$  avec des pas d'espace constants  $\Delta\eta_M$  en phase gazeuse et  $\Delta\eta_L$  en phase liquide. Dans la direction axiale, afin d'affiner le maillage au voisinage du bord d'entrée où les gradients sont élevés, l'axe  $z$  a été divisé en deux parties. A l'entrée du tube sur une courte distance  $L_1$ , le pas d'espace  $\Delta z_1$  est relativement fin. Au-delà de cette distance, le pas d'espace  $\Delta z_2$  est plus élevé.

Les équations de transfert étant de type parabolique, une méthode de résolution itérative est appliquée ligne par ligne depuis l'entrée jusqu'à l'extrémité du tube. Les équations de quantité de mouvement dans les deux phases associées à l'équation de conservation du débit sont résolues par la méthode de Gauss [10]. Les équations d'énergie dans les deux phases et de diffusion dans le mélange gazeux sont résolues par la méthode de Thomas [10]. L'évolution axiale de l'épaisseur  $\delta$  de film liquide est déterminée par une procédure itérative avec la méthode de la sécante appliquée au bilan massique de condensat. La convergence de la solution numérique est supposée atteinte lorsque l'écart relatif de chaque variable  $\psi_k$  entre 2 itérations successives est inférieur à  $10^{-5}$ .

Par ailleurs, des tests de sensibilité aux pas d'espace ont été menés en considérant différentes dimensions de maillage. Ils nous ont conduit à retenir le maillage le maillage  $(N_M, N_L, M', M'') = (40, 10, 200, 2900)$ , où  $N_M, N_L$  sont les nombres de nœuds dans la direction radiale et  $M', M''$  dans la direction axiale. Ce choix est justifié par une analyse comparative des nombres de Nusselt calculés avec les différentes grilles conduisant à un écart relatif inférieur à 0.7 % entre les différents maillages.

### 4. Résultats et analyse

Notre étude a porté sur les fluides frigorigènes suivants: le R12 de type chlorofluorocarbure CFC, le R134a et le R152a de type hydrofluorocarbure HFC. Ces fluides ont été considérés d'une part en présence d'air et d'autre part à l'état de vapeur pure saturée en utilisant le modèle de Nusselt [1] dans les mêmes conditions de température et de pression. Leurs propriétés thermophysiques à l'état vapeur et liquide ainsi que les coefficients de diffusion de vapeur sont calculés à partir de relations théoriques ou empiriques ou par interpolation à partir de tables de données disponibles dans la littérature [12]. Les calculs ont été effectués dans les conditions suivantes :

- Dimensions du tube:  $R = 1$  cm,  $L = 3$  m,
- Caractéristiques des fluides à l'entrée:  $Re_0 = 2200$ ,  $T_0 = 40^\circ\text{C}$ ,  $C_0 = 0.85$ ,
- Température de paroi:  $T_w = 35^\circ\text{C}$ .

Les résultats sont présentés sous différentes formes:

- profils de vitesse des deux phases à mi-hauteur du tube et en fin de condensation (Figure 2),
- variations axiales du débit liquide  $q_L$  et de l'épaisseur de film  $\delta$  (Figures 4, 6),
- évolutions du coefficient d'échange thermique  $h$  et flux de chaleur pariétal  $\phi$  (Figures 5, 7).

Dans le cas des mélanges air-vapeur, la pression d'entrée  $P_0$  est calculée en fonction de  $C_0, T_0$  par la relation (14). Pour les mêmes valeurs du nombre de Reynolds  $Re_0$ , les débits d'entrée des mélanges sont légèrement différents car les viscosités des fluides sont différentes, celle du mélange air-R12 étant la plus élevée. Sur la Figure 2 représentant les profils de vitesse des deux fluides à l'entrée du tube, à mi-hauteur et en fin de condensation, on constate que la vitesse du mélange gazeux subit une forte diminution au niveau de l'axe du tube. Dans la région centrale du cylindre, apparaît un phénomène de renversement du sens de l'écoulement du mélange air-R134a, se manifestant par des valeurs de vitesses

axiales négatives (contraires à la direction principale de l'écoulement). Par contre, à l'interface liquide-mélange gazeux, la vitesse des deux fluides atteint des valeurs nettement supérieures à celles imposées à l'entrée, celle du R152a étant la plus élevée. Les écoulements de liquide restent toutefois laminaires, car les valeurs du nombre de Reynolds liquide  $Re_L$  sont suffisamment faibles pour tous les fluides.

D'autre part, en effectuant une analyse comparative du processus de condensation de ces trois réfrigérants, on constate que les évolutions du l'épaisseur de film, du débit liquide, du coefficient de convection et du flux thermique produit par la condensation sont les plus faibles pour le mélange air-R12, les plus élevées correspondant au mélange air-R152a (Figures 3-4). Ces évolutions sont également confirmées avec la vapeur pure saturée sur les Figures 5-6. En effet, une analyse des propriétés thermophysiques de ce dernier fluide (R152a) montre que celui-ci présente les plus faibles valeurs de masse molaire et de pression vapeur saturante, conduisant au taux le plus bas de vapeur résiduelle  $C_f$  et du gradient de fraction massique d'air dans le mélange. De plus, son coefficient de diffusion de vapeur dans l'air est également supérieur à ceux des autres fluides. Il s'ensuit un taux de condensation plus important, conduisant à des valeurs plus élevées de l'épaisseur et du débit de condensat par rapport aux autres fluides. En outre, les propriétés du fluide R152a se caractérisent également par les valeurs les plus élevées de chaleur latente de condensation et de conductivité thermique liquide, permettant d'obtenir un coefficient de convection par condensation et un flux de chaleur pariétal plus important que les autres fluides. Ces résultats sont en accord avec ceux obtenus par Louahlia et Panday [4] pour la condensation des fluides R12 et R152a à l'état de vapeur pure saturée en écoulement entre deux plaques planes horizontales.

Par ailleurs, une analyse comparative des Figures 4, 6 montre que les évolutions de l'épaisseur de film et du débit liquide calculées par le modèle de Nusselt pour la vapeur pure saturée sont toujours très supérieures à celles obtenues dans le cas du mélange air-vapeur. D'autre part, leur croissance n'est pas limitée par une valeur maximale limite comme pour le mélange gazeux. Ce qui montre que la présence d'air conduit à une forte réduction du taux de condensation. Les Figures 5, 7 montrent également que la condensation du mélange air-vapeur conduit à un flux de chaleur nettement plus faible que celle de la vapeur pure saturée. En effet, dans ce dernier cas, l'écart de température vapeur-paroi reste

constant, conduisant ainsi à des valeurs plus élevées du gradient thermique dans le film liquide et de la densité de flux de chaleur à la paroi.

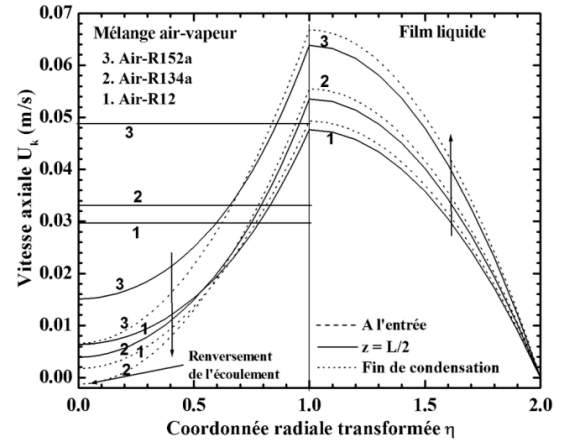


Figure 2 : Profils de vitesse pour les mélanges air-réfrigérants

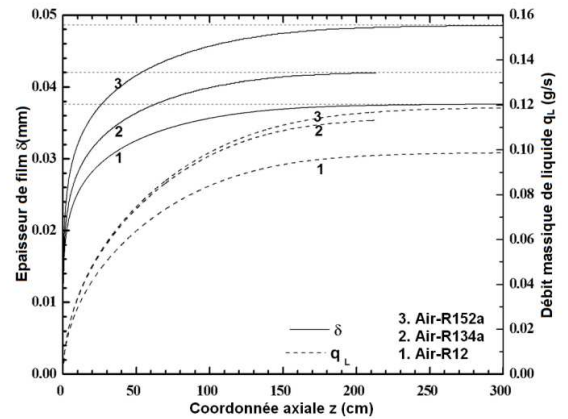


Figure 3 : Evolutions du débit et de l'épaisseur de condensat pour les mélanges air-réfrigérants

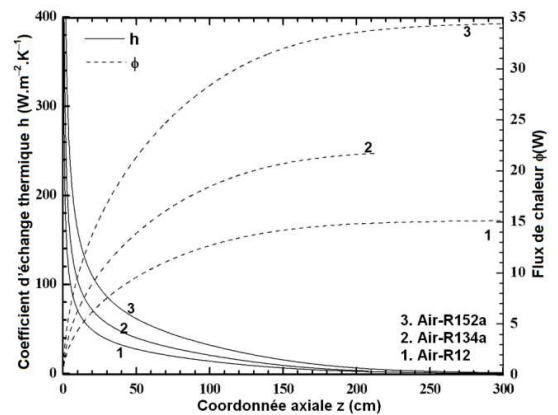


Figure 4 : Evolutions du coefficient d'échange thermique et du flux de chaleur des mélanges air-réfrigérants

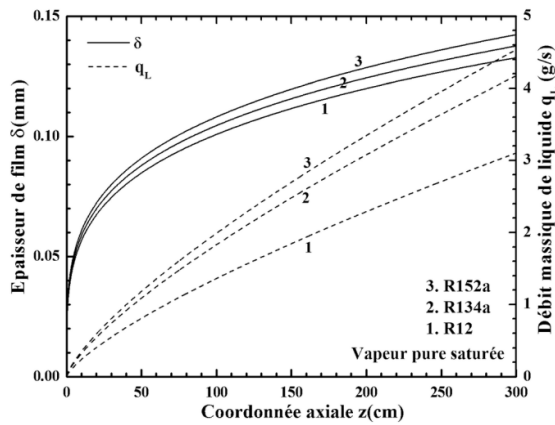


Figure 5 : Evolutions du débit et de l'épaisseur de condensat pour la vapeur pure saturée

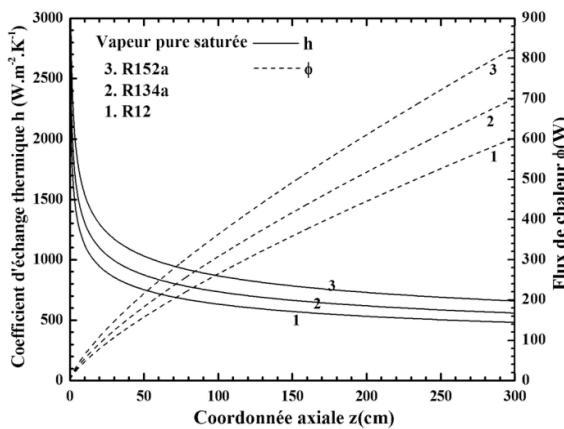


Figure 6 : Evolutions du coefficient d'échange thermique et du flux de chaleur pour la vapeur pure saturée

## Conclusion

Dans ce travail, on présente une étude numérique des processus de transferts de chaleur et de masse lors de la condensation en film liquide de différents réfrigérants (R12, R134a, R152a) dans un tube vertical. La résolution des équations de transfert dans les 2 phases liquide et vapeur est effectuée par une méthode aux différences finies en schéma implicite. Le code de calcul élaboré permet de déterminer les évolutions axiales de l'épaisseur de film, du débit de condensat, du coefficient de transfert thermique et du flux de chaleur produit par la condensation. L'analyse comparative des résultats montre que les évolutions du taux de condensation et du flux de chaleur sont plus faibles pour le R12 et plus élevées pour le R152a à l'état de vapeurs pures ou de mélanges air-vapeur. Par ailleurs, la condensation de vapeur en présence d'air conduit toujours à des valeurs nettement plus faibles du coefficient d'échange thermique, de

l'épaisseur et du débit liquide par rapport à la vapeur pure saturée pour tous les fluides dans les mêmes conditions opératoires.

## Références

- [1] W. NUSSELT, The condensation of steam on cooled surfaces, *Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, pp. 541-575, 1916.
- [2] P. PANDAY, Transfert en changement de phase. Condensation sur des surfaces lisses, *Techniques de l'Ingénieur*, pp. 1-24, BE 8 238.
- [3] A.S. DALKILIC, S. WONGWISES, Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 3409-3426, 2009.
- [4] H. LOUAHLIA, P.K. PANDAY, Etude de la condensation par convection forcée du R113, R152a et du R12 sur une plaque plane horizontale, *Journal de Physique III*, Vol. 6, pp. 873-892, 1996.
- [5] X. BOISSIEUX, M.R. HEIKAL, R.A. JOHNS, Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, pp. 345-352, 2000.
- [6] E.C. SIOW, S.J. ORMISTON, H.M. SOLIMAN, Two-phase modelling of laminar film condensation from vapour-gas mixtures in declining parallel-plate channels, *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 46, pp. 458-466, 2007.
- [7] PK.PANDAY, Two-dimensional turbulent film condensation of vapours flowing inside a vertical tube and between parallel plates: a numerical approach, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 492-503, 2003.
- [8] AS. DALKILIC, S. LAOHALERTDECHA, S. WONGWISES, Experimental investigation of heat transfer coefficient of R134a during condensation in vertical downward flow at high mass flux in a smooth tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 1036-1043, 2009.
- [9] ZY. SHI, JP. CHEN, V. GRABENSTEIN, S. KABELAC, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, *Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1177-1185, 2010.
- [10] J.P. NOUGIER, Méthodes de calcul numérique, *Ed. Masson*, Paris, 1991.
- [11] B. E. POLING, J. M. PRAUSNITZ, J. P. O'CONNELL, The Properties of Gases and Liquids, *Fifth Edition*, McGraw-Hill, 2004.
- [12] ASHRAE Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Thermophysical properties of refrigerants, *Fundamentals*, SI Edition, 2009.