

# Mise en évidence du fort déséquilibre thermique entre phases lors de la condensation convective de bulles à l'intérieur d'un micro tube de section carrée

Georges EL ACHKAR<sup>1\*</sup>, Pascal LAVIEILLE<sup>2</sup>, Julien HUGON<sup>3</sup>, Marc MISCEVIC<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire IUSTI UMR CNRS 6595 - Aix Marseille Université - Technopôle de Chateau-Gombert - 5, rue Enrico Fermi - 13453 MARSEILLE CEDEX 13

<sup>2</sup>Laboratoire PLAsma et Conversion de l'Energie (LAPLACE) UMR CNRS 5213 - Université Paul Sabatier - 118 route de Narbonne - 31062 Toulouse Cedex 09

<sup>3</sup>Thales Alenia Space - 100, Boulevard du Midi - 06150 Cannes

(\*auteur correspondant : georges.elachkar@laplace.univ-tlse.fr)

**Résumé** - L'objectif de cette communication est de mettre en évidence et d'étudier les transferts de chaleur dans la zone à bulles sphériques. Pour cela, une étude expérimentale de la condensation dans un micro tube à section carrée, d'arêtes interne et externe  $553 \mu m$  et  $675 \mu m$ , respectivement, et de longueur  $196 mm$ , est réalisée avec une densité surfacique du flux prélevé imposée. Le débit massique du fluide frigorigène (n-pentane et HFE-7000) à l'intérieur du tube est précisément contrôlable, seule la zone à bulles sphériques clôturant la zone diphasique est étudiée. L'analyse des images obtenues par une caméra rapide permet d'obtenir les paramètres hydrauliques et thermiques moyens dans chaque section du micro tube : taux de vide  $\bar{\alpha}(z)$ , titre massique en vapeur  $\bar{x}(z)$  et température du liquide  $\bar{T}_l(z)$ . Les puissances libérées par le changement d'état et par le refroidissement du liquide dans cette zone diphasique sont alors analysées. Finalement, la relation entre le taux de vide et le titre moyens est déterminée et comparée aux modèles du taux de vide de la littérature.

## Nomenclature

$a$	arête du micro tube, $m$
$A$	section, $m^2$
$c_p$	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
$G$	vitesse massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
$h$	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
$l_v$	chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$
$L$	longueur, $m$
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$
$N$	nombre total de bulles
$R$	rayon, $m$
$t$	temps, $s$
$T$	température, $^{\circ}C$
$U$	vitesse, $m.s^{-1}$
$V$	volume, $m^3$
$x$	titre massique en vapeur, $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}}$
$z$	position axiale, $m$

### Symboles grecs

$\alpha$	taux de vide, $\frac{A_v}{A_{int}^2}$
$\phi$	densité surfacique du flux thermique, $W.m^{-2}$
$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$\tau$	durée de l'expérience, $s$

### Indices et exposants

$b$	bulle
$ext$	extérieur
$i$	variable
$int$	intérieur
$l$	liquide
$sat$	saturation
$v$	vapeur

## 1. Introduction

La condensation dans les micro tubes a reçu une grande attention dans les dernières années et des nouvelles données expérimentales deviennent disponibles. Les études réalisées sur ce sujet concernent les régimes d'écoulement, les transferts thermiques et les pertes de charge. Trois

régimes d'écoulement principaux ont été identifiés [1] : régime annulaire, régime intermittent et régime à bulles sphériques. La plupart des études disponibles dans la littérature ont été réalisées sur la zone annulaire à cause du changement de phase important dans cette zone relativement aux autres zones. Dans une étude précédente menée dans notre laboratoire [2], la zone à bulles sphériques a été étudiée et les transferts thermiques ont été quantifiés pour la condensation du n-pentane dans un micro tube de section circulaire. Dans ce papier, une étude similaire est réalisée sur la condensation du n-pentane et du HFE-7000 dans un tube de section carrée et de diamètre hydraulique du même ordre de grandeur que le tube circulaire.

## 2. Expériences

### 2.1. Dispositif expérimental

Le montage expérimental est constitué essentiellement d'un réservoir d'entrée, une étuve, une vanne micrométrique, une section d'essai, un réservoir de sortie, une balance de précision, un ventilateur, une caméra rapide et une chaîne d'acquisitions (Fig. 1).

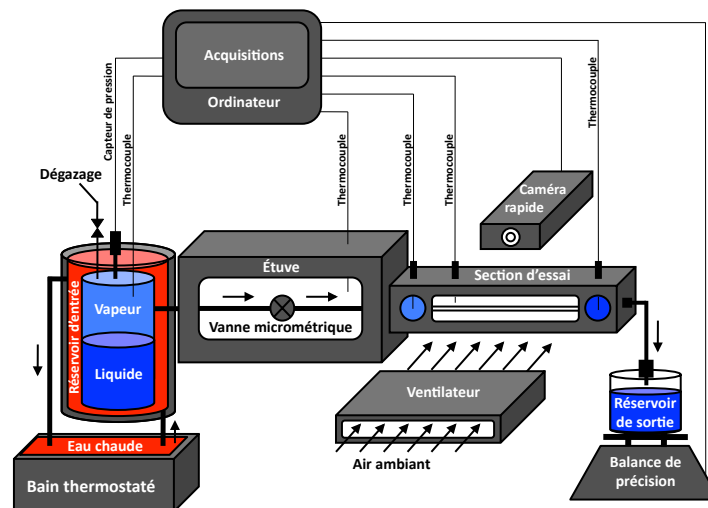


Figure 1 : Schéma de principe du dispositif expérimental

Le rôle du réservoir d'entrée est de fournir de la vapeur saturée à température et pression constantes. Ce réservoir contient un mélange liquide-vapeur du fluide frigorigène (n-pentane ou HFE-7000 ayant des températures de saturation de  $36.06\text{ }^{\circ}\text{C}$  et  $35.35\text{ }^{\circ}\text{C}$  à pression atmosphérique, respectivement) dont la température est contrôlée par une circulation d'eau thermostatée. Pour assurer un débit constant dans la section d'essai, un blocage sonore est assuré dans la vanne micrométrique placée dans une étuve maintenue à  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  au dessus de la température de saturation du fluide. Les détails de l'installation du banc d'essai sont disponibles dans la référence [1].

En aval de la vanne, la vapeur s'écoule dans la section d'essai. Celle-ci est constituée d'un micro tube carré en borosilicate, d'arêtes interne et externe respectivement égales à  $553\text{ }\mu\text{m}$  et  $675\text{ }\mu\text{m}$ , et de longueur effective exposée au fluide froid (air) de  $196\text{ mm}$ . Un ventilateur est placé perpendiculairement à la section d'essai. L'air circule à travers la section d'essai avec une vitesse quasiment uniforme et à la température ambiante de la pièce de  $22.16\text{ }^{\circ}\text{C}$  durant toutes les expérimentations.

Le débit massique est déterminé en mesurant la masse de condensats dans le réservoir de sortie au cours du temps. Des thermocouples permettent de déterminer la température du fluide dans différents points du circuit du n-pentane, notamment à l'entrée et à la sortie du micro tube.

## 2.2. Procédures expérimentales

Avant de démarrer la campagne d'essais, le coefficient d'échange entre l'air et les parois externes du micro tube est déterminé. Pour cela une circulation d'eau chaudeensemencée par de la Rhodamine B est imposée dans le canal, lequel est refroidi par la circulation d'air. Le profil de température d'eau à l'intérieur du tube est alors mesuré par une technique de fluorescence induite par laser développée dans le cadre d'une étude précédente [1]. Le transfert thermique du côté extérieur étant limitant, le coefficient d'échange externe peut être déterminé à partir de ce profil de température d'eau. Une valeur de  $294 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  est obtenue pour la campagne d'essais présentée dans cette communication.

Avant de commencer les expériences de condensation, le fluide frigorigène (n-pentane ou HFE-7000) est bien dégazé et les canalisations sont saturées par ce fluide. La vanne micrométrique est alors plus ou moins ouverte selon la vitesse massique désirée, laquelle est choisie afin d'obtenir une condensation complète dans le micro tube. Pour cette raison, l'étude est limitée à des vitesses massiques inférieures à  $12 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  et  $22 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  pour le n-pentane et le HFE-7000, respectivement. Bien que cette plage soit restreinte, elle est représentative des vitesses massiques obtenues dans les systèmes de refroidissement à pompage capillaire.

Une série de vidéos est alors réalisée pour toute la longueur de condensation grâce à une caméra rapide (Photron FASTCAM) placée sur deux platines de déplacement horizontal contrôlées par des vis micrométriques. La résolution optique de l'ensemble du dispositif conduit à des facteurs de conversion égaux à  $24.87 \text{ pxl.mm}^{-1}$  ou  $112.9 \text{ pxl.mm}^{-1}$  (en changeant l'objectif et/ou la lentille de la caméra rapide) selon la longueur de la zone étudiée. Les fenêtres d'acquisition sont constituées de 1024 rangées de pixels, correspondant donc à des longueurs de  $41.17 \text{ mm}$  ou  $9.06 \text{ mm}$ , respectivement. L'incertitude d'acquisition, compte tenu de la discrétisation de l'espace par les pixels de la caméra, est estimée à  $\pm 2 \text{ pxl}$  (incertitude relative qui dépend de l'objet étudié). Pour les zones étudiées ayant des longueurs supérieures au champ de vision de la caméra pour une résolution demandée, la caméra est déplacée selon l'axe du tube en gardant à chaque fois une zone de recouvrement de longueur significative.

## 3. Structures d'écoulement et zone étudiée

Du point de vue qualitatif, les structures d'écoulement des deux fluides à l'intérieur du micro tube carré sont similaires à celles observées dans des études antérieures réalisées avec un micro tube circulaire de diamètre interne  $560 \mu\text{m}$  [1, 2, 3]. L'écoulement de condensation peut être décomposé en trois zones principales : annulaire, intermittente et à bulles sphériques (Fig. 2). Pour la zone annulaire, un film mince de liquide est présent le long de la circonférence interne du tube. La vapeur s'écoule au centre et occupe la quasi totalité de la section du tube. Cette zone se termine souvent par une formation d'un pont liquide due au contact entre deux vagues situées dans les parties supérieure et inférieure du tube. Au moment de la cassure de l'interface dans la zone annulaire, une bulle allongée se détache possédant une longueur (selon l'axe du tube) de quelques dizaines de fois le diamètre hydraulique du tube. En se référant à Garimella et al. [4], la bulle allongée possède quasiment une forme carrée durant son passage dans un tube de section carrée, avec une arête égale à 90 % de l'arête interne du tube. La bulle allongée se termine avec deux ménisques quasiment hémisphériques. Finalement, la bulle allongée se condense très rapidement pour devenir sphérique quand sa longueur atteint 90 % de l'arête

interne du tube.

En raison des instabilités présentes dans ce type d'écoulement, la position de la zone à bulles sphériques fluctue au cours du temps. Nous observons alors une zone où les bulles sphériques et allongées sont alternativement présentes. Dans ce qui suit, nous appellerons "zone à bulles étudiée" la zone représentant la somme de la zone à bulles purement sphériques (où les bulles sphériques sont uniquement observées) et de la partie de la zone intermittente où les bulles allongées sont suffisamment courtes pour être visibles dans toute leur longueur.

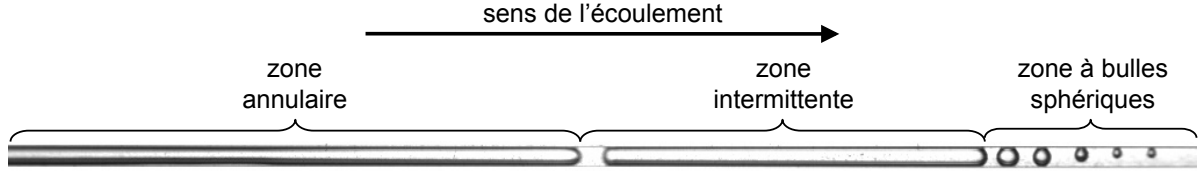


Figure 2 : Zones d'écoulement observées lors de la condensation du *n*-pentane à l'intérieur du micro tube carré d'arête interne  $553 \mu\text{m}$  avec une vitesse massique de  $5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ .

#### 4. Procédure de traitement

Afin de déterminer les différents paramètres de l'écoulement dans la zone à bulles étudiée, une méthode basée sur le suivi Lagrangien des bulles a été développée sur la base des images des vidéos acquises. À partir de l'analyse des niveaux de gris, les positions des extrémités de chacune des bulles sont déterminées suivant l'axe du tube. Chaque image est remplacée par un vecteur binaire permettant de définir la présence ou l'absence de bulle pour chaque position axiale du tube. L'ensemble des images de la vidéo est ainsi synthétisé dans une matrice pour laquelle le numéro de ligne correspond au numéro de l'image et le numéro de colonne à la position axiale. Les valeurs de la matrice sont imposées à la valeur 0 lorsque la section du tube est remplie du liquide et à la valeur 1 lorsque de la vapeur est présente dans cette section. La taille des bulles est ainsi déterminée en fonction du numéro d'image (i.e. en fonction du temps) à partir du nombre successif de 1 dans une ligne de la matrice. La position du centre de la bulle est obtenue en effectuant la moyenne des positions entre les deux bords de la bulle. La longueur des bulles  $L_b(z, t)$  dans n'importe quelle section du tube au cours du temps peut être également déterminée. Les détails de cette procédure de traitement sont disponibles dans la référence [5].

#### 5. Résultats et discussion

Comme les résultats correspondant aux différentes vitesses massiques des deux fluides imposées dans la section d'essai sont qualitativement similaires, les profils des paramètres résultants sont montrés pour une seule vitesse massique du *n*-pentane. Les influences de la vitesse massique et de la nature du fluide sur ces paramètres seront ensuite montrées.

Connaissant le comportement spatiale et temporel de la longueur de chaque bulle  $L_b(z, t)$  pendant le temps total de l'expérience  $\tau$ , le taux de vide  $\bar{\alpha}(z)$  et le titre massique en vapeur  $\bar{x}(z)$  moyennés sur le temps dans n'importe quelle section du tube dans la zone à bulles étudiée peuvent être déterminés comme suit :

$$\bar{\alpha}(z) = \frac{1}{\tau a_{int}^2} \sum_{i=1}^N \left( \frac{V_{b,i}(z)}{U_{b,i}(z)} \right) \quad (1)$$

$$\bar{x}(z) = \frac{\rho_v}{\tau \dot{m}} \sum_{i=1}^N (V_{b,i}(z)) \quad (2)$$

où  $a_{int}$  est l'arête interne du tube,  $\rho_v$  est la densité de la vapeur,  $\dot{m}$  est le débit massique imposé dans le tube,  $N$  est le nombre total des bulles,  $V_{b,i}(z)$  et  $U_{b,i}(z)$  sont le volume et la vitesse de la bulle numéro  $i$  au moment de son passage par la section  $z$ , respectivement, et définis par [4] :

$$V_{b,i}(z) = \frac{\pi}{6} L_{b,i}^3(z) \quad \text{avec} \quad L_{b,i}(z) = 2R_{b,i}(z) \quad \text{si} \quad L_{b,i}(z) \leq 0.9a_{int} \quad (3)$$

$$V_{b,i}(z) = \frac{\pi(0.9a_{int})^3}{6} + (0.9a_{int})^2(L_{b,i}(z) - 0.9a_{int}) \quad \text{si} \quad L_{b,i}(z) > 0.9a_{int} \quad (4)$$

où  $L_{b,i}(z)$  et  $R_{b,i}(z)$  sont la longueur et le rayon de la bulle numéro  $i$  au moment de son passage par la section  $z$ , respectivement.

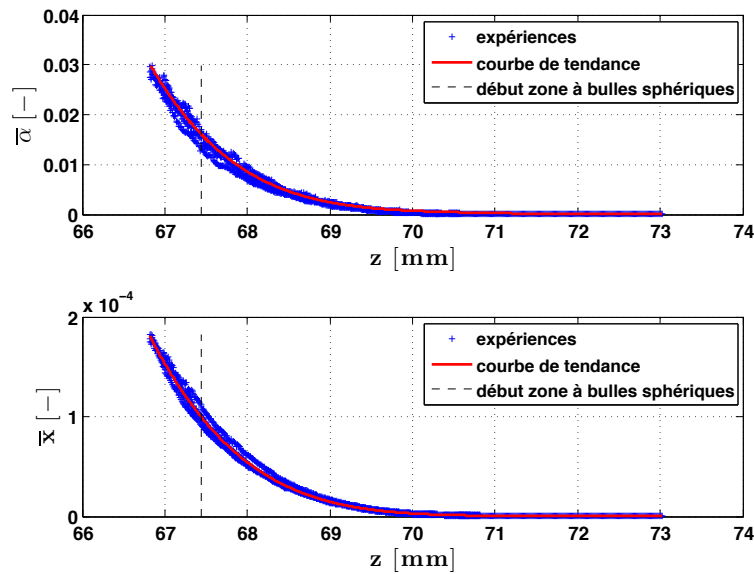


Figure 3 : Évolutions expérimentales moyennes du taux de vide  $\bar{\alpha}(z)$  et du titre massique en vapeur  $\bar{x}(z)$  en fonction de la position axiale dans la zone à bulles étudiée pour un écoulement du n-pentane à l'intérieur du micro tube carré d'arête interne  $553 \mu\text{m}$  avec une vitesse massique de  $5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ .

La figure 3 montre les évolutions expérimentales moyennes du taux de vide et du titre massique en vapeur dans la zone à bulles étudiée pour un écoulement du n-pentane avec une vitesse massique de  $5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . Le titre au début de la zone à bulles est très faible (autour de 0.02 %). L'essentiel du changement d'état s'est donc produit en amont, dans les zones annulaire et intermittente. D'autre part, malgré une densité surfacique du flux thermique prélevé à la paroi a priori uniforme (les transferts thermiques sont limités par l'échange externe), l'évolution du titre moyen en fonction de la position axiale n'est pas linéaire. Cette non-linéarité témoigne du rôle non-négligeable du terme de chaleur sensible de la phase liquide dans l'équation de l'énergie. Le gradient du titre est beaucoup plus important au début de la zone à bulles étudiée. La plus grande variation de titre s'effectue sur quasiment 30 % de la longueur de cette zone. La majorité de la chaleur latente est donc libérée dans cette partie de la zone à bulles étudiée. La quantification des termes d'échange sous formes latente et sensible peut être effectuée. En

effet, connaissant le profil du titre moyen et en considérant que les transferts sont limités par l'échange convectif externe, le bilan enthalpique suivant permet de déduire la part de chaleur sensible :

$$\dot{m}_l c_{pl} \frac{d\bar{T}_l(z)}{dz} + \dot{m} \ell_v \frac{d\bar{x}(z)}{dz} = 4h_{ext} a_{ext} (T_{air} - \bar{T}_l(z)) \quad (5)$$

Cependant, la température moyenne du liquide au début de la zone à bulles étudiée est inconnue quelle que soit la vitesse massique imposée. Pour cela, nous avons choisi d'imposer cinq températures moyennes du liquide différentes à l'entrée de cette zone, en partant de la température de saturation du fluide considéré et en diminuant à chaque fois cette température de  $2^\circ\text{C}$  (Fig. 4a). Une variation relativement importante de la température moyenne du liquide dans cette zone est obtenue quelle que soit sa température d'entrée imposée. Ainsi, il existe un déséquilibre thermique conséquent entre le liquide (sous-refroidi) et la vapeur (saturée), même pour une température d'entrée du liquide égale à la température de saturation. L'impact de cette variation de température sur la répartition des transferts sous formes latente et sensible est représenté sur la figure 4b, pour les mêmes températures moyennes d'entrée du liquide considérées.

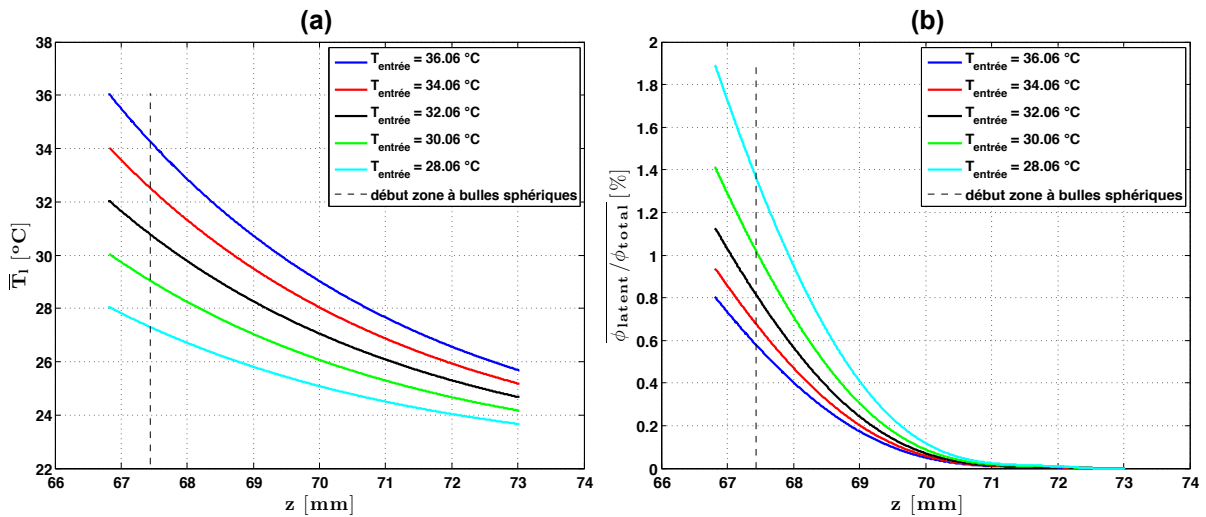


Figure 4 : Évolutions (a) de la température moyenne du liquide  $\bar{T}_l(z)$  et (b) du rapport moyen entre le flux de chaleur latent dégagé et le flux de chaleur total dégagé  $\phi_{latent}/\phi_{total}$  en fonction de la position axiale dans la zone à bulles étudiée, pour un écoulement du n-pentane à l'intérieur du micro tube carré d'arête interne  $553 \mu\text{m}$  avec une vitesse massique de  $5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$  et pour cinq températures moyennes d'entrée du liquide.

Les courbes montrent que, quelle que soit la température moyenne d'entrée du liquide, ce rapport a une valeur maximale à l'entrée de cette zone et diminue progressivement pour atteindre une valeur nulle à la fin de cette zone où la condensation est complète. De plus, la valeur de ce rapport est très faible sur toute la longueur de cette zone. La part de la chaleur latente dégagée est alors très faible devant la chaleur totale dégagée. Une valeur maximale de ce rapport de 1.9 % est trouvée pour la température minimale du liquide à l'entrée de cette zone.

Dans le but de mettre en évidence les influences de la vitesse massique et de la nature du fluide sur les valeurs moyennes du taux de vide et du titre à l'entrée de la zone à bulles sphériques, ces paramètres ont été déterminés pour cinq valeurs différentes de vitesse massique pour cha-

cun des deux fluides. Nous constatons que pour chacun des deux fluides utilisés, les valeurs de ces deux paramètres restent de même ordre de grandeur quelque soit la vitesse massique imposée. Néanmoins, le taux de vide et le titre moyens à l'entrée de la zone à bulles sphériques sont plus importants dans le cas du n-pentane que dans le cas du HFE-7000 pour toutes les vitesses massiques du n-pentane utilisées. Cela peut être expliqué par la fréquence de passage (de détachement) des bulles plus importante dans le cas du n-pentane pour ces vitesses massiques (équations 1 et 2), malgré que la densité de la vapeur utilisée dans le calcul du titre est plus importante dans le cas du HFE-7000. En conclusion, vis-à-vis du concepteur de boucle de refroidissement diphasique, la zone à bulles étudiée, et particulièrement la zone à bulles sphériques, peut être considérée comme une zone monophasique liquide du point de vue thermique.

Finalement, la relation entre le taux de vide et le titre moyens dans la zone à bulles sphériques est déterminée pour toutes les vitesses massiques des deux fluides (Fig. 5). Comme nous pouvons le voir, la relation entre ces deux paramètres est quasiment linéaire. Ces points expérimentaux sont ensuite comparés à des modèles de prédiction du taux de vide disponibles dans la littérature : le modèle homogène, le modèle de flux dynamique, les modèles d'Armand [6], de Zivi [11], de Baroczy [7], de Smith [9], de Chisholm [8] et de Steiner [10]. Cette comparaison montre que le modèle d'Armand est le seul capable de bien prédire les points expérimentaux. La différence significative entre les points expérimentaux et les autres modèles est expliquée par les différentes conditions de développement de ces modèles (e.g. régime d'écoulement, gamme de titre massique en vapeur, milieu infini ou confiné, etc.).

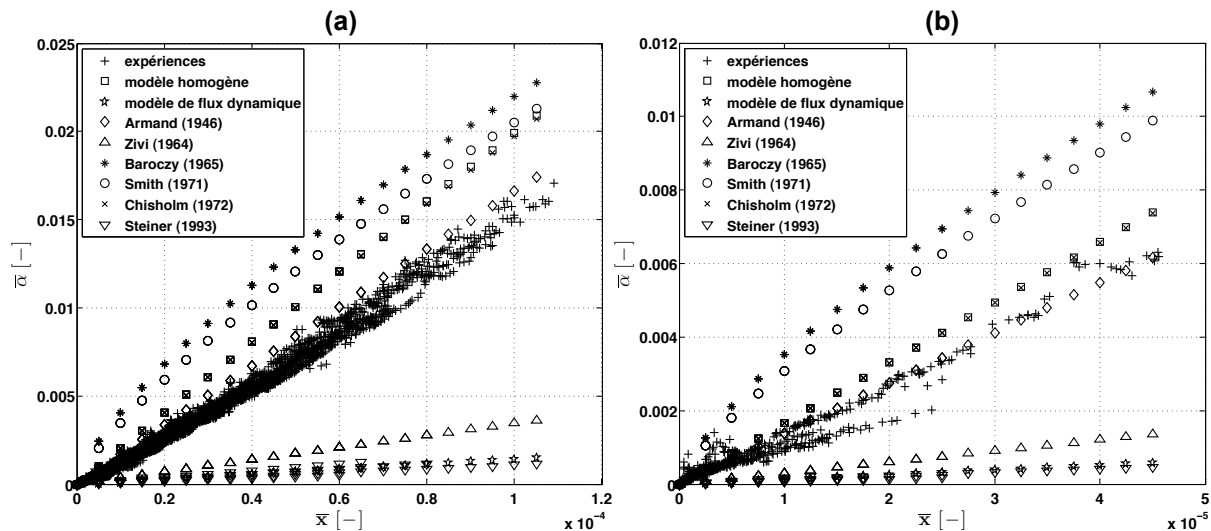


Figure 5 : Évolutions expérimentales du taux de vide moyen en fonction du titre massique en vapeur moyen dans la zone à bulles sphériques lors des écoulements du (a) n-pentane et du (b) HFE-7000 à l'intérieur du micro tube carré d'arête interne 553  $\mu\text{m}$  avec toutes les vitesses massiques. Comparaison entre les données expérimentales et les modèles de la littérature.

## 6. Conclusions

Une méthode a été développée permettant la détermination des paramètres hydrauliques et thermiques dans la zone à bulles sphériques d'un écoulement de condensation : les profils moyens du taux de vide  $\bar{\alpha}(z)$ , du titre  $\bar{x}(z)$ , de la température du liquide  $\bar{T}_l(z)$  et du rapport entre le flux de chaleur latent dégagé et le flux de chaleur total dégagé  $\phi_{latent}/\phi_{total}$  ont ainsi

été déterminés pour des écoulements du n-pentane et du HFE-7000 avec différentes vitesses massiques. Les résultats montrent que le titre dans la zone à bulles sphériques a été très faible quels que soient le fluide et la vitesse massique utilisés, l'énergie dégagée par le changement d'état dans cette zone a été donc négligeable devant celle dégagée dans les zones annulaire et intermittente. L'évolution spatiale du profil de température moyenne du liquide a mis en évidence un déséquilibre thermique important entre les phases liquide et vapeur dans la zone à bulles sphériques. L'évolution spatiale de la fraction des échanges liée à l'énergie de changement d'état a montré que la majorité des échanges se font sous forme sensible dans cette zone. La zone à bulles sphériques ne peut donc plus être traitée comme une zone diphasique à une seule température. Finalement, des relations linéaires ont été trouvées entre le taux de vide moyen et le titre massique en vapeur moyen dans les cas des deux fluides. Ces relations ont été bien prédites par le modèle d'Armand.

## 7. Remerciements

Cette étude s'inscrit dans le cadre du projet MATRAS financé par la FNRAE.

## Références

- [1] G. El Achkar, P. Lavieille, J. Lluc, M. Miscevic, Heat transfer and flow distribution in a multichannel microcondenser working at low mass fluxes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 2319-2325.
- [2] G. El Achkar, P. Lavieille, M. Miscevic, Loop heat pipe and capillary pumped loop design : About heat transfer in the isolated bubbles zone of condensers, *Applied Thermal Engineering* 33-34 (2012) 253-257.
- [3] B. Mederic, M. Miscevic, V. Platel, P. Lavieille, J-L. Joly, Experimental study of flow characteristics during condensation in narrow channels : the influence of the diameter channel on structure patterns, *Superlattices and Microstructures*, vol. 35, pp. 573-586, 2004.
- [4] S. Garimella, J.D. Killon, J.W. Coleman, An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for circular microchannels, *ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp. 205-214, 2002.
- [5] G. El Achkar, M. Miscevic, P. Lavieille, J. Lluc, J. Hugon, Flow patterns and heat transfer in a square cross-section micro condenser working at low mass flux, *Applied Thermal Engineering* (2012), In Press.
- [6] A.A. Armand, The resistance during the movement of a two-phase system in horizontal pipes, *Izvestiya Vsesoyuznogo Teploekhnicheskogo Instituta*, vol.1, pp. 16-23, 1946.
- [7] C.J. Baroczy, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with applications to liquid metals, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, vol. 61, pp. 179-191, 1965.
- [8] D. Chisholm, An equation for velocity ratio in two-phase flow, *NEL Report 535*, 1972.
- [9] S.L. Smith, Void fractions in two-phase flow : a correlation based upon an equal velocity head model, *Heat and Fluid Flow*, vol. 1, 22-39, 1969.
- [10] D. Steiner, VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf, 1993, Chapter Hbb.
- [11] S.M. Zivi, Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy generation, *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, pp. 247-252, 1964.