

Analyse des transferts de chaleur dans la zone à bulles isolées d'un écoulement de condensation en microcanal

Georges EL ACHKAR, Pascal LAVIEILLE*, Marc MISCEVIC, Jacques LLUC

Laboratoire PLASMA et Conversion de l'Energie - LAPLACE - UMR 5213 - Université Paul Sabatier - 118 route de Narbonne - 31062 Toulouse Cedex 09

(*auteur correspondant : pascal.lavieille@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 isolées. Pour cela, une étude expérimentale de la condensation dans un micro tube à section circulaire, de diamètre interne $560 \mu\text{m}$, et de longueur 100 mm a été réalisée. La densité surfacique du flux prélevé est imposée. Le débit massique du n-pentane à l'intérieur du tube est précisément contrôlable, seule la zone à bulles isolées cloturant 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 $\alpha(z)$, titre $x(z)$. Les puissances libérées par le changement d'état et par le refroidissement du liquide dans cette zone diphasique sont alors analysées.

Nomenclature

A	section du micro-tube, m^2	<i>Symboles grecs</i>	
c_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	α	taux de vide, $\frac{R^2}{R_{tube}^2}$
G	vitesse massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$	ρ	masse volumique du fluide, $kg.m^{-3}$
h	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	b	bulle
N	nombre total de bulles	g	global
R	rayon, m	l	liquide
t	temps, s	v	vapeur
T	température, $^{\circ}C$	ext	extérieur
U	vitesse, $m.s^{-1}$	sat	saturation
x	titre en vapeur, $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{total}}$	tot	total
z	position axiale, m		

1. Introduction

Les études sur la condensation convective en microcanaux sont assez peu nombreuses et sont menées, pour la plupart, en considérant des vitesses massiques importantes (de l'ordre de quelques centaines de $kg.m^{-2}.s^{-1}$). Pour des vitesses massiques plus faibles, telles que celles rencontrées dans les boucles à pompage capillaire ou lors du fonctionnement en mode hors nominal des systèmes de réfrigération, très peu de données sont disponibles dans la littérature [1]. Des précédentes études menées au laboratoire [2, 3] à très basses vitesses massiques (inférieures à $20 kg.m^{-2}.s^{-1}$) dans un microcanal ayant un diamètre de $560 \mu\text{m}$ ont montré que l'écoulement de condensation se structure en trois régimes principaux : régime annulaire, régime intermittent (ou à bulles allongées) et régime à bulles isolées. La caractérisation thermohydraulique et la modélisation/simulation (en situations stationnaire et instationnaire) du régime annulaire ont d'ores et déjà été menées [4]. L'objectif de cette communication est d'étudier les transferts de chaleur dans la zone à bulles isolées.

2. Expériences

2.1. Dispositif expérimental

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

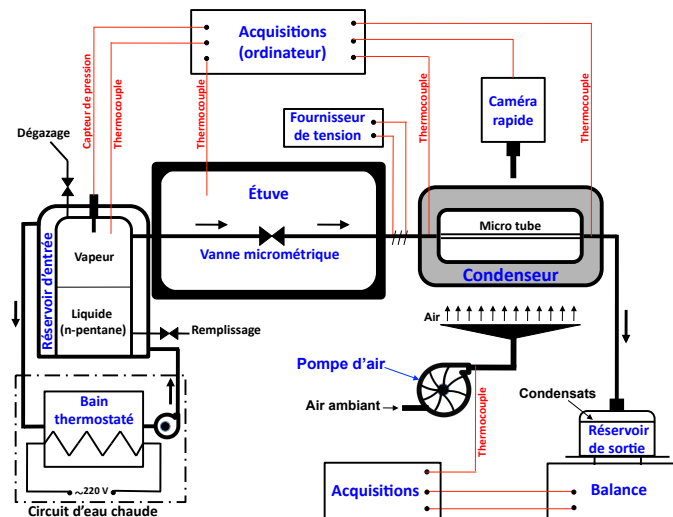


Figure 1 : Schéma de principe du dispositif expérimental

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 (n-pentane) dont la température est contrôlée par une circulation d'eau thermostatée. Pour assurer un débit constant dans la section d'essai, un blocage sonique est obtenu dans la vanne micrométrique, laquelle est placée dans une étuve maintenue à 40 °C au dessus de la température de saturation du fluide.

En aval de la vanne, la vapeur s'écoule dans la section d'essai. Celle-ci est constituée d'un micro tube en borosilicate, de diamètres interne et externe respectivement égaux à 0.56 et 0.7 mm, et de longueur 100 mm. Un ventilateur est placé perpendiculairement à la section d'essai. L'air circule à la température ambiante de la pièce (environ 22.5 °C).

Le débit est déterminé en mesurant la masse de condensats dans le réservoir de sortie. Des thermocouples permettent de déterminer la variation de la température entre les extrémités de la section d'essai.

2.2. Procédures expérimentales

Avant de démarrer la campagne d'essais, le coefficient d'échange entre l'air et la paroi externe du micro-tube est déterminé. Pour cela une circulation d'eau chaude ensemencée par de la Rhodamine B est imposée dans le canal, lequel est refroidi par la circulation d'air. Le profil de température est alors mesuré par une technique de fluorescence induite par laser (une mesure d'intensité de fluorescence a été d'abord réalisée à température ambiante, permettant d'avoir une référence de fluorescence et de température). Le transfert thermique du côté extérieur étant limitant, le coefficient d'échange externe peut être déterminé à partir de ce profil de température.

Une valeur de $75 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ a été obtenue pour la campagne d'essais présentée dans cette communication.

Avant de commencer les expériences de condensation, le n-pentane est dégazé et les canalisations sont saturées. 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 trois vitesses massiques, i.e. 3.52, 4.52, et 5.2 $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. 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 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 un facteur de conversion égale à $8.87 \times 10^{-3} \text{ mm.pixel}^{-1}$. L'incertitude sur cette valeur, compte tenu de la discrétisation de l'espace par les pixels de la caméra et de la précision sur le déplacement réalisé par la vis micrométrique, est estimée à $7.76 \times 10^{-5} \text{ mm.pixel}^{-1}$ (soit moins de 1% d'incertitude). Les fenêtres d'acquisition sont constituées de 1024 rangées de pixels, correspondant à une longueur de 9.06 mm. La caméra est déplacée de 7 mm en 7 mm de façon à obtenir un recouvrement des zones d'observation.

3. Analyses et Résultats

Afin de déterminer les différents paramètres de l'écoulement dans la zone à bulles, une méthode basée sur le suivi Lagrangien des bulles a été développée sur la base des images des vidéos acquises (Fig. 2). À partir de l'analyse des niveaux de gris, les positions des extrémités de chacune des bulles sont déterminées suivant l'axe du tube (pour éliminer l'effet de la géométrie

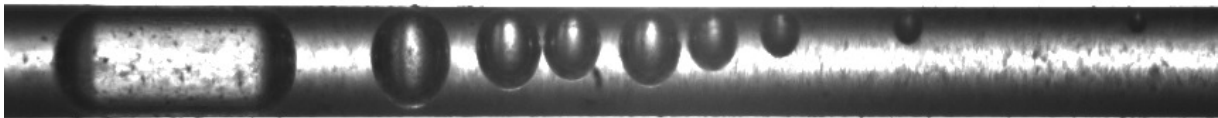


Figure 2 : Exemple d'image obtenue de la zone à bulles pour $G = 3.52 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$

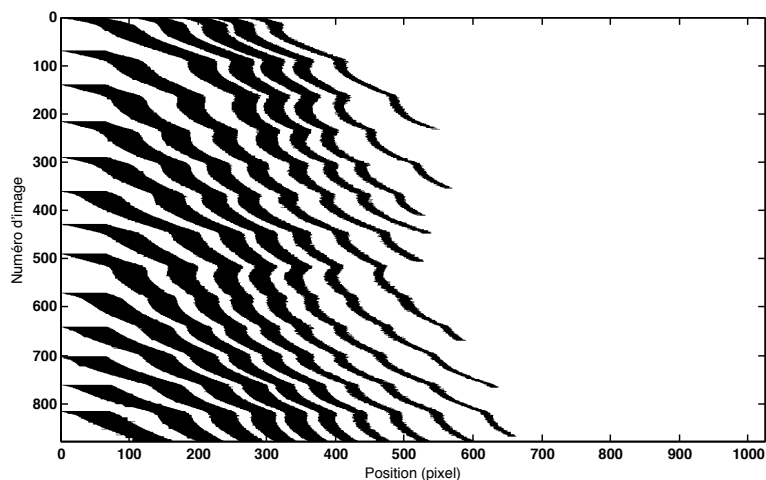


Figure 3 : Exemple de matrice de position et de taille des bulles pour $G = 5.2 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$: l'ordonnée représente le numéro de l'image (donc le temps) et l'abscisse la position axiale

du tube sur la déviation des rayons lumineux). 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 de 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 (c'est à dire en fonction du temps) à partir du nombre successif de 1 dans une ligne de la matrice (Fig. 3). La position du centre de la bulle est obtenue en effectuant la moyenne des positions entre les deux bords de la bulle. Le rayon moyen des bulles dans n'importe quelle section et la fréquence de passage peuvent aussi être déterminés. Connaissant le rayon de la bulle numéro 'i' et sa vitesse on peut calculer l'évolution temporelle de l'aire occupée par la vapeur dans la section considérée par :

$$R_i^2(t) = R_{b,i}^2(t) - (t.U_{b,i})^2$$

Par définition, la moyenne du taux de vide pendant le temps de passage $t_{b,i}$ de la bulle i s'écrit :

$$\bar{\alpha}_{b,i} = \frac{1}{t_{b,i}} \int_0^{t_{b,i}} \alpha_{b,i}(t).dt \Rightarrow \bar{\alpha}_{b,i} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_{b,i}^2}{R_{tube}^2}$$

Le taux de vide moyen dans une section s'écrit alors :

$$\bar{\alpha} = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\bar{\alpha}_{b,i} \cdot t_{b,i}}{t_{tot}} \right] \Rightarrow \bar{\alpha} = \frac{4}{3 \cdot R_{tube}^2 \cdot t_{tot}} \sum_{i=1}^N \left[\frac{R_{b,i}^3}{U_{b,i}} \right]$$

Le débit massique de vapeur dans une section donnée peut alors être déterminé :

$$\dot{m}_v = A \cdot \bar{\alpha}_b \cdot \bar{U}_v \Rightarrow \dot{m}_v = \frac{4\pi}{3 \cdot t_{tot}} \sum_{i=1}^N R_{b,i}^3$$

Les évolutions du titre vapeur ainsi déterminées pour les 3 différentes vitesses massiques sont représentées sur la figure 4.

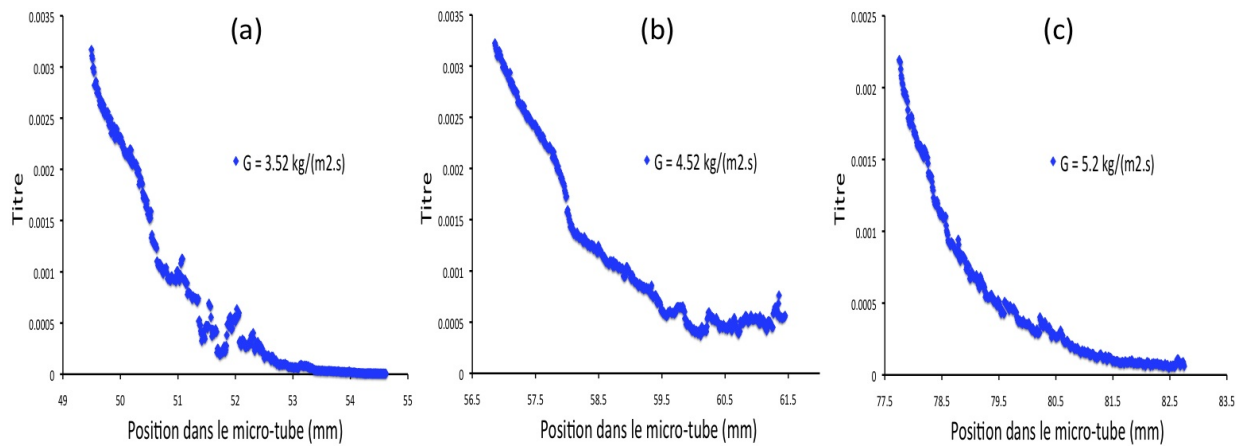


Figure 4 : Évolutions du titre dans la zone à bulles isolées pour : (a) $G = 3.52 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$; (b) $G = 4.52 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$; (c) $G = 5.2 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$

Dans les trois cas, le titre au début de la zone à bulles est très faible (de l'ordre de 0.3%). L'essentiel du changement d'état s'est donc produit en amont, dans la zone annulaire. D'autre part, malgré une densité de flux de chaleur à la paroi a priori uniforme (les transferts sont limités par l'échange externe) l'évolution du titre avec la cote longitudinale 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 isolées. La plus grande variation de titre s'effectue sur $\approx 30\%$ de la longueur de cette zone. La majorité de la chaleur latente est donc libérée dans cette partie de la zone à bulles isolées. La quantification des termes d'échange sous forme latente et sensible peut être effectuée. En effet connaissant le profil du titre 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.

$$\frac{\dot{m}_l}{A} c_{pl} \frac{\partial T_l(z)}{\partial z} + \frac{\dot{m}_{tot}}{A} L_v \frac{dx}{dz} = \frac{4}{D} h_{ext} (T_{ext} - T_l(z))$$

A partir de ce bilan, les profils de températures dans la phase liquide peuvent être déterminés et sont présentés sur la figure 5.

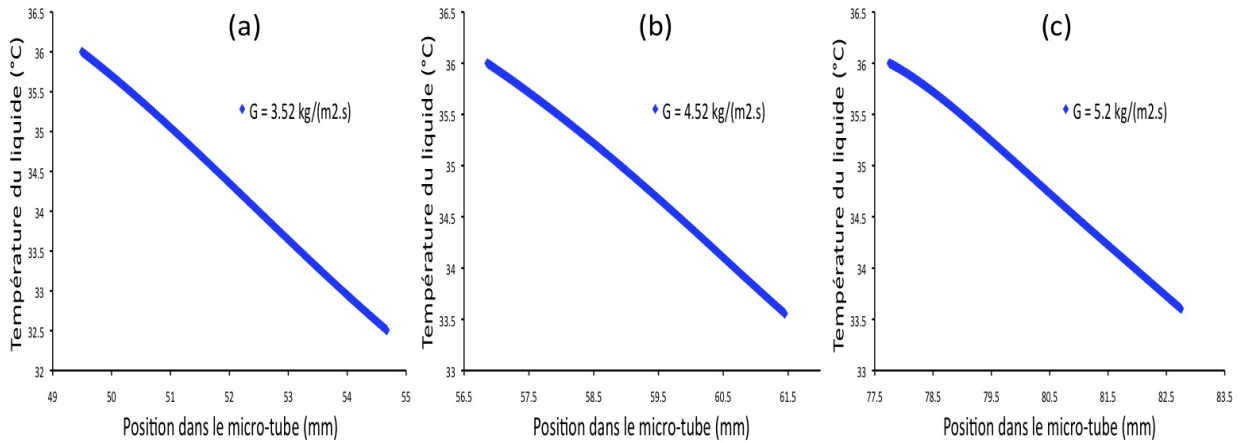


Figure 5 : Évolutions de la température du liquide dans la zone à bulles isolées pour : (a) $G = 3.52 \text{ kg.m}^{-2}.s^{-1}$; (b) $G = 4.52 \text{ kg.m}^{-2}.s^{-1}$; (c) $G = 5.2 \text{ kg.m}^{-2}.s^{-1}$

Des variations relativement importantes de la température de la phase liquide sont obtenues dans les trois cas étudiés (environ 3 °C). Ainsi, il existe un déséquilibre thermique conséquent entre le liquide (sous-refroidi) et la vapeur (saturée). L'impact de cette variation de température sur la répartition des transferts sous forme latente et sensible est représenté sur la figure 6.

Ces profils montrent qu'au début de la zone à bulles isolées, la puissance libérée par le changement d'état représente la moitié de la puissance totale dissipée. Cette proportion décroît ensuite très rapidement. À partir d'une certaine position ($\approx 30\%$ de la longueur de cette zone), la puissance dégagée par la condensation des bulles devient négligeable devant la puissance totale dissipée. Sur l'ensemble de la zone d'extension de la zone à bulles, la fraction des échanges de chaleur sous forme latente varie entre 10 et 20% selon la configuration. 80 à 90% des échanges se font donc sous forme de chaleur sensible. Vis-à-vis du design de boucle de refroidissement diphasique, ce résultat est important puisqu'il implique que la zone à bulles ne peut pas être traitée comme une zone diphasique à une seule température.

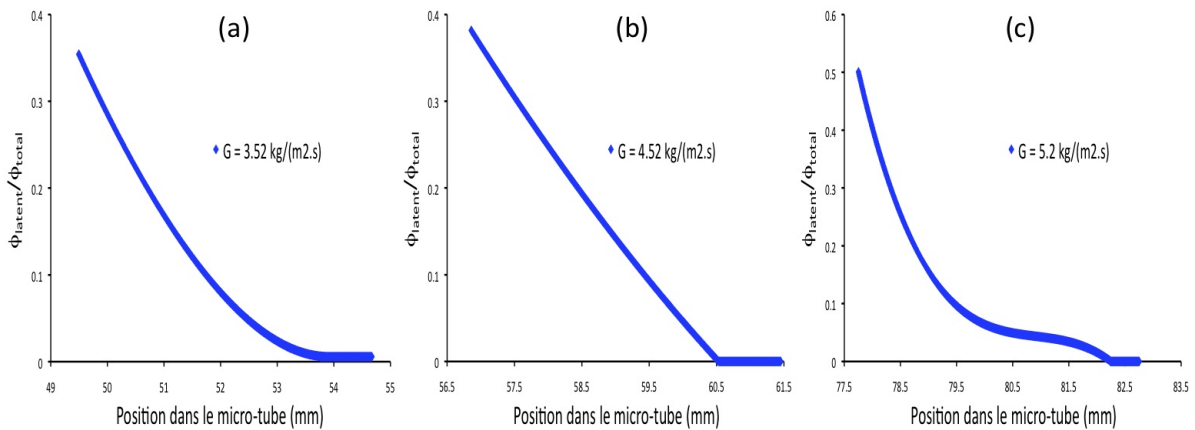


Figure 6 : Évolutions de la fraction des échanges sous forme de chaleur latente dans la zone à bulles isolées par rapport à la chaleur totale dégagée pour : (a) $G = 3.52 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$; (b) $G = 4.52 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$; (c) $G = 5.2 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$

4. Conclusions

Une méthode a été développée permettant la détermination des paramètres hydrauliques et thermiques dans la zone à bulles isolées d'un écoulement de condensation : le profil du titre $x(z)$, le profil de température du liquide $T_l(z)$, et le profil du rapport de la chaleur latente sur la chaleur totale dégagée $\Phi_{latent}(z)/\Phi_{total}(z)$ ont ainsi été déterminés. Les résultats montrent que le titre dans la zone à bulles isolées est très faible, l'énergie dégagée par le changement d'état dans la zone à bulles isolées est donc négligeable devant celle dégagée dans la zone amont (zone annulaire). L'évolution du profil de température du liquide a été déterminée mettant en évidence un déséquilibre thermique important entre les phases liquide et vapeur. L'évolution spatiale de la fraction des échanges liée à l'énergie de changement d'état montre que 80 à 90% des échanges se font sous forme sensible dans cette zone. La zone à bulles ne peut donc pas être traitée comme une zone diphasique à une seule température.

5. Remerciements

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

Références

- [1] Coleman, J.W., Garimella, S. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration*, 26, 117-128 (2003)
- [2] Médéric B., Miscovic M., Platel V., Lavieille P., Joly, J.L., Experimental study of flow characteristics during condensation in narrow channels : influence of diameter channel on structure patterns. *Superlattices and Microstructures*, 35, 573-586 (2004)
- [3] Médéric B., Lavieille P., Miscovic M., Heat transfer analysis according to condensation flow structures in a minichannel *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.30, Issue 8, 785-793,(2006)
- [4] Miscovic M., Lavieille P., Piaud B., Numerical study of convective flow with condensation of a pure fluid in capillary regime *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.52, Issues 21-22,5130-5140 (2009)