

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE ET NUMÉRIQUE DE LA CONDENSATION DANS UN MICROCANAL DE SECTION NON CIRCULAIRE

Hicham EL MGHARI^{a,*}, Hasna LOUAHLIA-GUALOUS^a, Ahmed ODAYMET^b

^a *Université de Caen Basse Normandie, LUSAC, Site de Saint Lô, France*

^b *Actuellement, Alpha Laval, , Dijon, France*

Les performances énergétiques d'un microcondenseur dépendent essentiellement de son facteur de forme qui modifie la structure d'écoulement et intensifie le phénomène de transfert de chaleur. Expérimentalement, des études simultanées de visualisation et de mesures ont été menées afin d'étudier différents régimes d'écoulement de condensation de la vapeur d'eau dans différents microcanaux gravés sur silicium, de diamètre hydraulique de 300 μ m et d'une longueur de 66mm. Parallèlement, une approche numérique a été développée, pour estimer les coefficients d'échange thermiques en fonction des paramètres physiques et géométriques d'un microcanal. Cet article, présente également la procédure de validation du modèle numérique.

Mots clefs : *Condensation, microcanal, modélisation, mesures, échanges thermiques.*

Nomenclature

A	aire, m ²	z	abscisse, m
a	côté du microcanal, m	Symboles grecs	
Bo	nombre d'ébullition, $\equiv qA/\dot{m}_{v,in}hfg$	δ	épaisseur du film, m
Ca	nombre capillaire, $\equiv \mu_L \dot{m}_{v,in}/A\rho_L\sigma$	μ	viscosité, kg m ⁻¹ s ⁻¹
C _p	chaleur spécifique, (J/kg °C)	λ	conductivité thermique, W/m°C
D _h	diamètre hydraulique, m	θ	angle de contact, (°)
f	coefficient de frottement	ρ	densité, kg m ⁻³
h	coefficient de transfert thermique, W/m ² °C	σ	tension de surface, N m ⁻¹
hfg	chaleur latente, J kg ⁻¹	τ	shear stress (N m ⁻²)
L	longueur de condensation, m	Indices	
\dot{m}	débit massique, kg s ⁻¹	in	entrée
Nu	nombre Nusselt, $\equiv hD_h/\lambda$	l	liquide
P	pression (Pa)	lw	interfaceliquide-paroi
\mathcal{P}	périmètre (m)	lv	interfaceliquide-vapeur
Pr	nombre de Prandtl, $\equiv \mu C_p/\lambda$	v	vapeur
q	densité de flux, W m ⁻²		
R	rayon de courbure, m		
Re	nombre de Reynolds		
U	velocity (m s ⁻¹)		

1. Introduction

L'usage des systèmes miniatures dans l'industrie et le secteur électronique a une grande importance notamment pour les systèmes de forte puissance où les densités de flux de chaleur à évacuer sont importantes. Généralement les boucles diphasiques sont utilisées pour évacuer des quantités de chaleur assez considérables. Ces dernières années un intérêt très particulier est porté à la compréhension des mécanismes de la condensation et d'évaporation dans ces systèmes. Ainsi, des auteurs [1-3] ont présenté des résultats d'études expérimentales de visualisation du phénomène de condensation dans des mini ou des microcanaux, afin d'élaborer des modèles de chutes de pression et des transferts thermiques relatifs aux structures d'écoulements. D'autres auteurs ont proposé des modèles numériques sur la condensation dans des mini ou microcanaux de sections circulaire ou non circulaire [H.S Wang, H. El mghari, H. Louahlia [4,6].

Le présent travail porte sur une approche numérique de la condensation en film dans un microcanal de section carrée. Ajouté à cette analyse, une étude expérimentale est menée sur la caractérisation des structures d'écoulement et sur la mesure des coefficients d'échange thermique lors de la condensation de la vapeur d'eau dans un microcanal horizontal.

1.1 Dispositif expérimental

La figure 1 présente le banc d'essais expérimental qui se compose d'un circuit ouvert constitué d'un générateur de vapeur, des vannes de réglage de débit de vapeur, d'un microcondenseur expérimental représentant la section d'essais, et d'un second minicondenseur. Ce dernier permet de condenser la vapeur restante à la sortie de la section d'essais. Une balance de précision 0,01g est utilisée pour mesurer le débit massique total de la vapeur après condensation. La pression à l'entrée du microcanal est mesurée par un capteur de pression miniature.

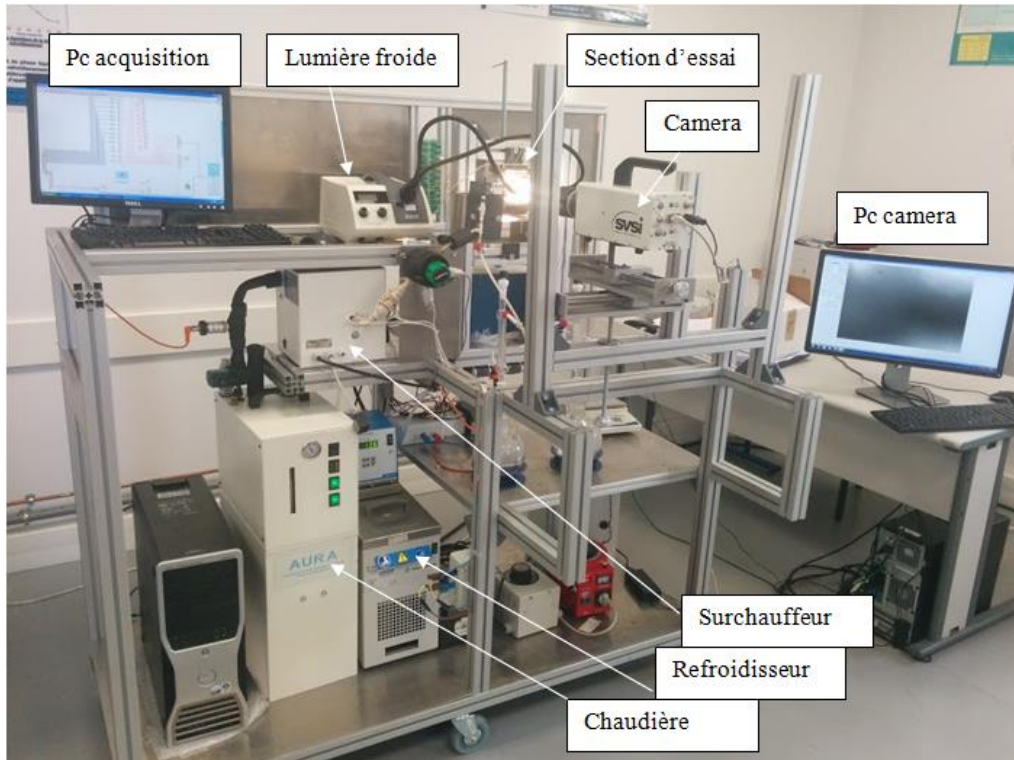


Figure 1: Photo du banc d'essais expérimental.

La section d'essais est composée d'un micro-canal de section carrée de côté $300 \mu\text{m}$. La longueur du microcanal est de 50 mm . Le refroidissement du microcanal est effectué par circulation d'eau en contre-courant par rapport à l'écoulement de la vapeur dans le microcanal. Les températures d'entrée et de sortie du fluide de refroidissement sont mesurées au moyen de microthermocouples chromel-alumel de taille $300 \mu\text{m}$. Le microcanal est instrumenté sur toute sa longueur par des microthermocouples chromel-alumel de $20 \mu\text{m}$ de diamètre. Ces microthermocouples sont placés dans des microrainures afin de mesurer la température de la paroi du silicium. Au cours des essais, le micro-canal est éclairé par une source de lumière froide, SCHOTT KL 2500 LCD utilisant deux bras en fibre optique. Cette lumière n'affecte pas l'échange thermique en condensation dans le microcanal. Une caméra rapide, GIGAVIEW pouvant détecter jusqu'à 10000 images/secondes est utilisée pour filmer les différents régimes d'écoulement identifiés.

2. Modèle physique et équations

2.1 Modèle physique

Le modèle physique est présenté dans la figure 2. On considère un microcanal de section carrée et de diamètre hydraulique D_h , dans lequel la vapeur entre avec un flux massique G et sous une pression P_{v0} imposés.

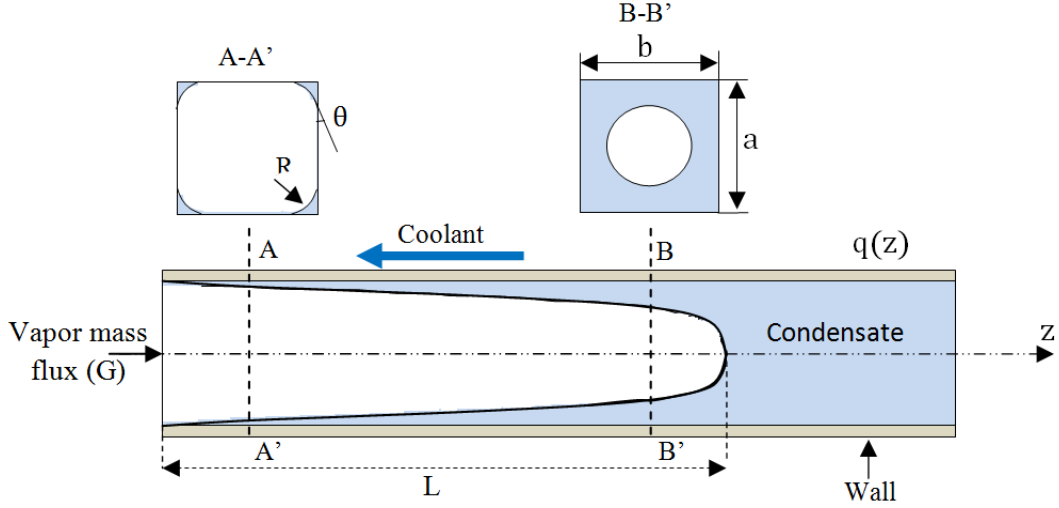


Figure 2: Modèle physique sur la condensation dans un microcanal carrée

La formulation mathématique du problème est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les propriétés thermophysiques des fluides sont considérées constantes.
- Le modèle de l'écoulement diphasique à phases séparées est adopté.
- Les forces de gravité et de flottabilité sont négligeables devant les forces capillaires.
- L'écoulement des deux phases est permanent, laminaire, monodimensionnel et symétrique par rapport à l'axe passant par le centre géométrique du microcanal.
- La densité de flux de chaleur q est supposée variable

L'expression de la conservation de la masse dans un volume de contrôle s'exprime par :

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho_k U_k A_k) = \Gamma_k \quad (1)$$

Où Γ est le taux de changement de phase, l'indice k représente la phase liquide ou vapeur.

Le bilan des forces appliqué à un volume de contrôle, s'écrit par :

$$\left(\dot{m}_k U_k + \delta z \frac{d}{dz} (\dot{m}_k U_k) \right) - \dot{m}_k U_k = \left[A \alpha_k p - \left(A \alpha_k p + \delta z \frac{d}{dz} (A \alpha_k p) \right) - p \delta z \frac{d}{dz} (A \alpha_k) \right] - \tau_{lw} \mathcal{P}_{lw} \delta z + \tau_{vl} \mathcal{P}_{vl} \delta + U_k \Gamma_k \quad (2)$$

Avec α_k est le taux de vide dans chaque phase k défini par $\alpha_k = \frac{A_k}{A}$

L'équation locale de conservation de l'énergie dans chaque phase ($k=l$ ou v), donnée par :

$$h_{fg} d\dot{m}_k = q(z) \mathcal{P} dz \quad (3)$$

$$\text{avec : } q(z) = q_0 \left(\frac{z}{D} \right)^n \quad (4)$$

En combinant les équations des bilans, avec l'équation de Laplace à l'interface liquide-vapeur, on obtient l'équation du rayon de courbure, sous la forme suivante :

$$\frac{dR}{dz} = \frac{\frac{1}{2} f_v \rho_v \mathcal{P}_{vl} U_v^2 \left[\frac{A_L}{A_v} + 1 \right] - \frac{1}{2} f_l \rho_l \mathcal{P}_{lw} U_l^2 - \frac{2q_0 \left(\frac{z}{D} \right)^n \mathcal{P}_{AL}}{h_{fg}} \left[\frac{U_v}{A_v} + \frac{U_l}{A_l} \right]}{\sigma a - 2 \frac{\rho_v A_l^2}{A_v R} U_v^2 - \frac{2 \rho_l A_l}{R} U_l^2} \quad (5)$$

Le modèle physique ainsi que la procédure de résolution adoptée pour l'ensemble du système d'équations et des conditions limites, sont présentés en détail dans la référence [5].

3. Résultats et discussions

3.1 Structures d'écoulements identifiés

En général, il existe deux types de structures d'écoulements très fréquentes en condensation dans le micro-canal. La figure 3 présente les images vidéo de ces deux structures d'écoulement: la première concerne un écoulement en condensation constitué de microgouttelettes (zones 1 et 2) /annulaire (zone 3) /bouchons liquides (zones 4 et 5), le second concerne un écoulement en condensation à bulles allongées et à bouchons liquides. Le sens de l'écoulement de la vapeur et du condensat est de la gauche vers la droite. L'eau de refroidissement circule en sens inverse de celui de la vapeur à l'intérieur du micro-canal. La figure 3a présente des images d'écoulement obtenues dans le micro-canal pour un débit total de $104 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Celles obtenues pour une vitesse massique de $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ sont présentées par la figure 3b.

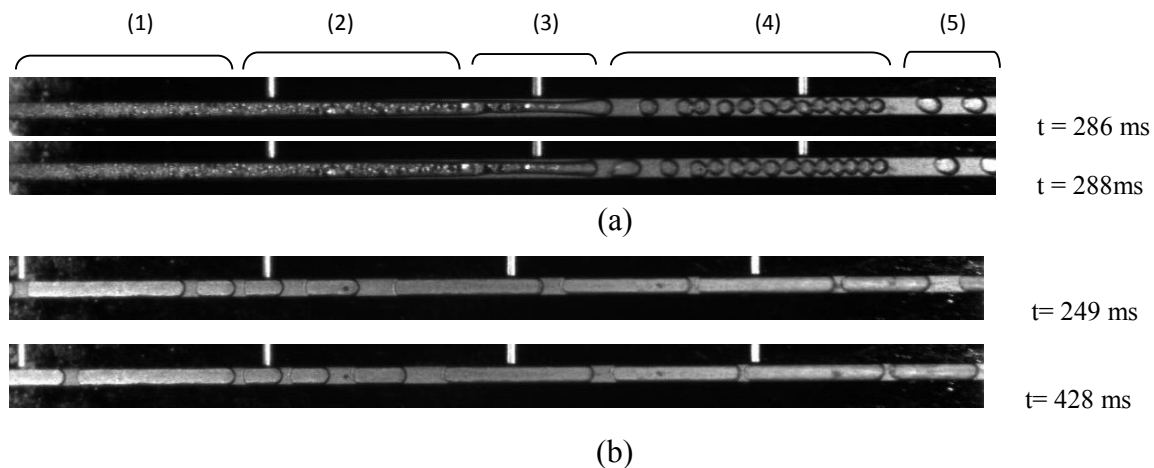


Figure 3. Structures d'écoulement en condensation dans un microcanal: (a) débit de $104 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) débit de $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Comme le montre la figure 3a, la structure de l'écoulement en condensation dans le microcanal n'est pas la même tout au long du micro-canal. Dans la zone 1 située proche de l'entrée du micro-canal, lors de la condensation de la vapeur, des microgouttelettes dispersées dans la vapeur sont entraînées par cette dernière. Ces microgouttelettes sont formées par le processus de condensation et aussi sous l'effet des forces de frottement entre l'écoulement de la vapeur et celui du film liquide. Le film liquide s'épaissit et sa surface devient instable. Après cette zone, les microgouttelettes coalescent entre elles et leurs tailles augmentent comme le montre l'écoulement dans la zone 2. La figure 3a montre les microgouttelettes en blanc brillant dans la zone 2. Les microgouttelettes occupent une part importante de la section du micro-canal. Dans cette zone, l'écoulement de la vapeur est probablement amorti car la densité des microgouttelettes est 1000 fois supérieure à celle de la vapeur. Par conséquent, un microfilm liquide apparaît sur la surface d'échange sous l'effet de la condensation de la vapeur et l'écoulement de la vapeur en condensation devient annulaire comme le montre la zone 3 de la figure 3a. Cette dernière montre deux autres zones situées vers la sortie du micro-canal où l'écoulement est constitué par de bulles de différentes tailles. La transition vers ces deux zones dépend de la pression d'entrée de la vapeur dans le microcanal comme le montre la figure 4. Dans la zone 4, l'écoulement en condensation est constitué de bulles sphériques et dans la seconde zone (zone 5), certaines bulles coalescent entre elles et forment des bulles de grandes tailles, confinées dans le micro-canal. Après leur détachement, les bulles sont gouvernées durant leur déplacement par les forces de frottement à l'interface liquide-vapeur. Il est à noter que l'effet des forces de tension de surface est plus prononcé pour les microcanaux

à section rectangulaire que pour ceux à section circulaire, car dans le premier cas le liquide est piégé dans les coins du micro-canal. La figure 3b montre la seconde structure de l'écoulement en condensation identifiée dans le micro-canal et obtenue en réduisant la vitesse massique de la vapeur à l'entrée du micro-canal. Cette structure est constituée par un écoulement de bulles de vapeur dans du liquide remplissant le micro-canal. Chaque bulle de vapeur est entourée par un microfilm liquide qui la sépare de la paroi du micro-canal. À partir des images obtenues, on remarque que les bulles de la vapeur occupent une grande part de la section du micro-canal. Cet écoulement à bulles et bouchons est l'un des écoulements de base généralement étudié par plusieurs auteurs dans le cas de l'évaporation ou d'écoulements diphasiques adiabatiques. En général, l'augmentation de la vitesse d'entrée de la vapeur dans le micro-canal favorise le rapprochement des bulles entre elles et le déplacement d'une partie du liquide vers l'arrière des bulles. Ceci favorise la coalescence des bulles et la formation d'un écoulement de vapeur continu localisé au centre du micro-canal.

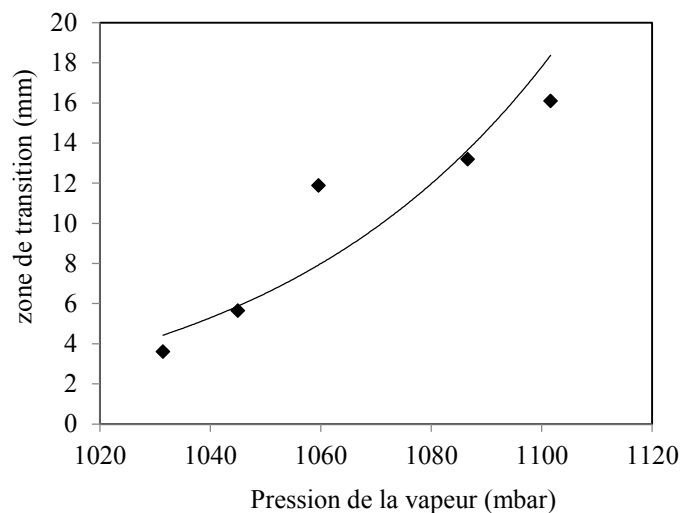


Figure 4: Zones de transition en fonction de la pression d'entrée de la vapeur dans le microcanal.

3.2 Coefficients d'échange thermique locaux

Pour différents flux massiques de la vapeur, le coefficient d'échange thermique local est mesuré. La densité de flux thermique local dissipée est variable tout au long du microcanal. Elle est prise comme condition limite pariétal dans le modèle numérique développé. La figure 5 présente une comparaison entre les résultats des mesures et ceux calculés. Les évolutions locales de l'épaisseur du film correspondantes aux flux massiques testés sont présentées dans la figure 6. La figure 5 confirme que pour chaque vitesse massique testée, le coefficient d'échange thermique local reste plus important à proximité de l'entrée du micro-canal que proche de la sortie du micro-canal où on a un écoulement diphasique constitué de bouchons liquides et de bulles. À l'entrée du microcanal, le coefficient d'échange thermique local a une grande dépendance de la vitesse massique et de la location x suivant le sens de l'écoulement. Après cette zone, la vitesse massique a un faible effet sur le coefficient d'échange thermique local car le débit massique de la vapeur est faible dans cette zone à cause du processus de condensation. Par conséquent, les forces de frottement causées par la vitesse interfaciale sont très limitées. Cependant, lorsque le titre vapeur est important, l'écoulement de la vapeur traverse le micro-canal à grande vitesse et la résistance thermique due à la présence du condensat est faible.

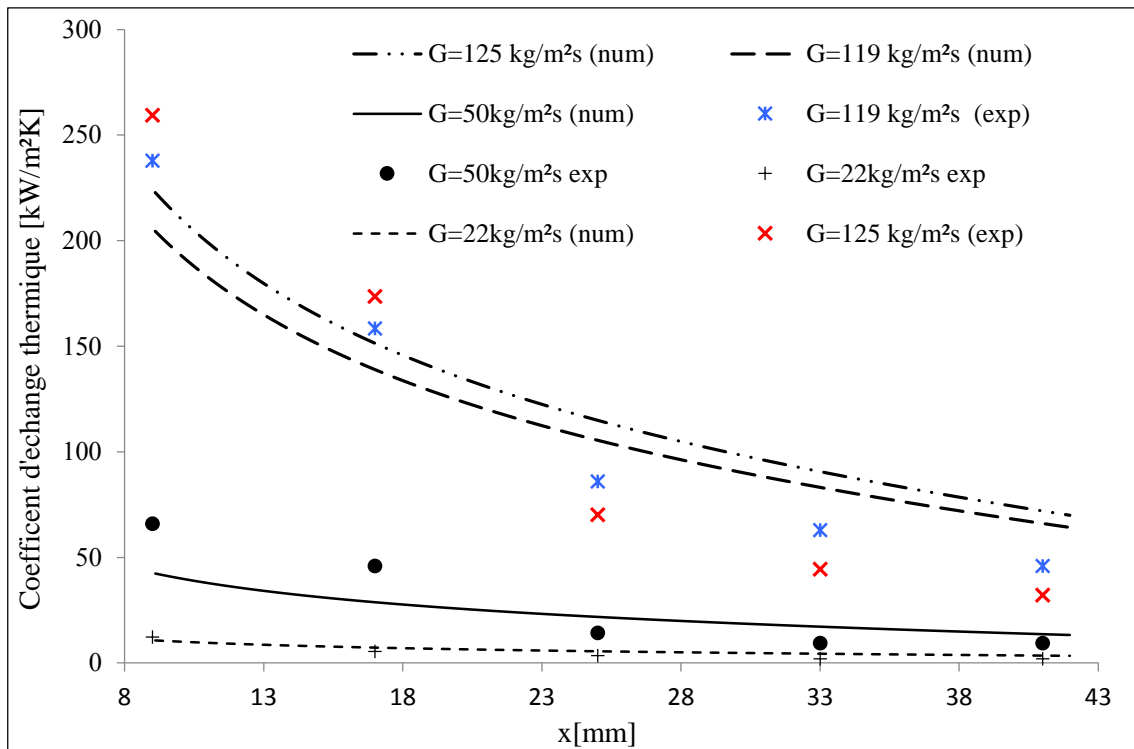


Figure 5: Comparaison en les coefficients d'échange expérimental et numérique pour différentes vitesses massiques

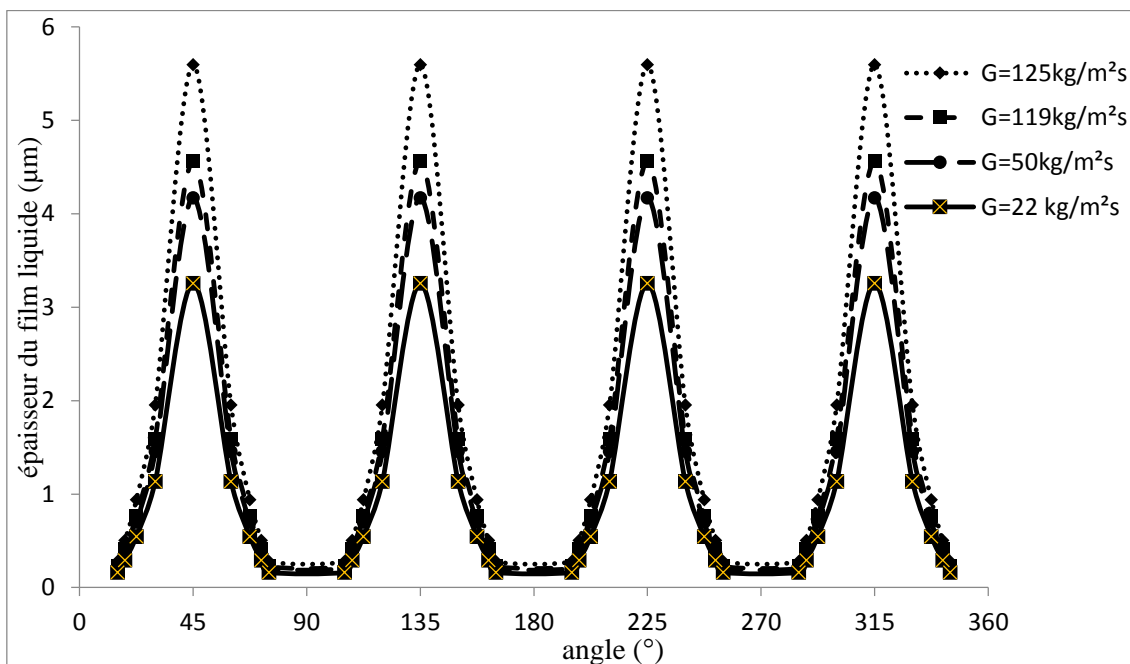


Figure 6: Evolutions locales des épaisseurs de condensat.

4. Conclusion

Le travail présenté dans cet article concerne une étude de la condensation capillaire dans un microcanal de section carrée. Différentes structures d'écoulement en condensation dans le microcanal ont été identifiées. Seules les deux structures les plus présentes ont été présentées et analysées. Le modèle physique développé pour étudier la condensation dans un microcanal de section carrée est validé par comparaison avec les mesures. L'épaisseur du film liquide formé

par condensation de la vapeur est déterminée par calcul numérique. Ce travail sera poursuivi afin d'étudier l'impact de la géométrie du microcanal et du rapport de forme.

Références

- [1] S. Garimella, A. Agarwal, D.K. Jesse, Condensation pressure drop in circular microchannels, *Heat Transfer Eng.* 26 (2005), 28-35.VFG
- [2] A. Odaymet, H. Louahlia-Gualous, Experimental study of slug flow for condensation in a single square microchannel, *Experimental Thermal and Fluid Science* 38 (2012), 1–13.
- [3] M. Miscevic, P. Lavieille, B. Piaud, Numerical study of convective flow with condensation of a pure fluid in capillary regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(2009), 5130 - 5140.
- [4] H.S.Wang, W. J. Rose, Theory of heat transfer during condensation in microchannels,*International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011), 2525–2534.
- [5] H. El Mghari, M. Asbik, H. Louhlia, Condensation heat transfer enhancement in a horizontal non-circular microchannel, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 64 (2014), pp. 358-370.
- [6] H. Louahlia, M. Asbik, Numerical Modeling of Annular Film Condensation inside a Miniature Tube, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 52 (2007), pp. 251-273.

Remerciements

Les auteurs de cet article remercient la collectivité de Saint Lô Agglomération pour le soutien financier qu'ils ont apporté à ce travail.