

Étude expérimentale des écoulements de condensation à poches/bouchons à faible vitesse massique en micro-canal de section carrée

Georges EL ACHKAR^{1*}, Marc MISCEVIC², Pascal LAVIEILLE²

¹Laboratoire des Systèmes Thermiques et Thermodynamiques (LS2T) – Commissariat à l’Energie Atomique et aux énergies alternatives (CEA) – 17, rue des Martyrs – 38054 Grenoble Cedex 9.

²Laboratoire PLASMA et Conversion d’Energie (LAPLACE), UMR CNRS 5213 – Université Paul Sabatier (UPS) – 118, route de Narbonne – 31062 Toulouse Cedex 9.

(*auteur correspondant : georges.elachkar@cea.fr)

Résumé - Dans ce papier, les écoulements de condensation de vapeur de n-pentane à l’intérieur d’un micro-condenseur ont été étudiés pour des vitesses massiques inférieures à $12 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$. Le micro-condenseur est constitué d’un micro-canal transparent de section carrée placé horizontalement, ayant des arêtes interne et externe égales à 553 et 675 μm , respectivement, et une longueur effective exposée au fluide secondaire de 196 mm. Une des spécificités du banc d’essais est l’utilisation de l’air comme fluide de refroidissement. L’échange thermique externe est alors limitant, ce qui permet d’imposer le flux thermique et donc une variation quasi-linéaire du titre massique en vapeur en fonction de la position axiale dans le micro-canal. Trois zones d’écoulement principales ont été identifiées : la zone annulaire, la zone intermittente (i.e. la zone à bulles allongées ou à poches/bouchons) et la zone à bulles sphériques. Une procédure expérimentale spécifique basée sur le suivi Lagrangien des bulles a été développée afin de déterminer les paramètres hydrauliques et thermiques des écoulements de condensation dans la zone intermittente. Les vitesses moyennes de déplacement et de décroissance (i.e. de condensation) des bulles allongées ont été déterminées en fonction de leur longueur moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane. De plus, le flux thermique latent moyen dégagé par la condensation des bulles allongées a été déterminé en fonction de leur surface moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane, et comparé au flux thermique imposé.

Nomenclature

| | | |
|-----------------------|--------------------------------------|-----------------------------|
| G | vitesse massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$ | |
| \bar{L} | longueur moyenne, m | <i>Indices et exposants</i> |
| \bar{S} | surface moyenne, m^2 | b bulle |
| \bar{U} | vitesse moyenne, $m.s^{-1}$ | $decr$ décroissance |
| <i>Symboles grecs</i> | | lat latent |
| $\bar{\phi}$ | flux thermique moyen, $W.m^{-2}$ | |

1. Introduction

L'intégration croissante des systèmes électroniques dans les satellites résulte en une augmentation significative des flux de chaleur dissipés. Les surfaces des panneaux radiatifs des satellites deviennent ainsi progressivement insuffisantes, menant à un problème de contrôle thermique de ces systèmes électroniques. Dans une perspective à long terme et afin d'anticiper les défis futurs, une solution à ce problème consiste à augmenter la température des parois émissives des satellites en intégrant des machines thermiques à compression mécanique de vapeur.

Lors du fonctionnement de ces machines thermiques en régime hors nominal, de très faibles vitesses massiques du fluide frigorigène comprises entre zéro et quelques dizaines de $kg.m^{-2}.s^{-1}$ peuvent être rencontrées. Néanmoins, la plupart des études sur la condensation convective disponibles dans la littérature ont été réalisées avec des vitesses massiques importantes de l'ordre de quelques centaines de $kg.m^{-2}.s^{-1}$, et concernent principalement les régimes d'écoulement, les transferts thermiques et les pertes de charges. Des études sur la condensation convective à des vitesses massiques beaucoup plus faibles sont ainsi demandées [1, 2, 3].

Les conditions dans lesquelles les condenseurs fonctionnent affectent significativement la performance et la stabilité des machines thermiques à compression de vapeur. Lorsque les études expérimentales sont menées en environnement terrestre, le champ gravitationnel influe considérablement sur la distribution des phases vapeur et liquide dans les condenseurs. Afin de s'affranchir de cet effet, une solution possible consiste à réduire la taille des canaux [4, 5].

Pour les écoulements de condensation à l'intérieur des canaux, les lois de transferts thermiques sont directement liées à la distribution locale des phases vapeur et liquide. Trois régimes d'écoulement ont été principalement identifiés dans la littérature pour différents géométries et diamètres hydrauliques de canaux et pour différents fluides frigorigènes : le régime annulaire, le régime à bulles allongées (i.e. à poches/bouchons) et le régime à bulles sphériques [1, 2, 3, 4, 5].

Dans ce contexte, une étude précédente a été menée sur le régime à bulles sphériques lors des écoulements de condensation du n-pentane dans un micro-canal de section carrée. Dans ce papier, le but est d'étudier le régime à bulles allongées des points de vue hydraulique et thermique lors des écoulements de condensation du n-pentane dans le même micro-canal.

2. Expériences

2.1. Banc d'essais

Le banc d'essais est constitué essentiellement d'un réservoir d'entrée connecté à un bain thermostaté, une étuve, une vanne micrométrique, une section d'essais, un réservoir de sortie, une balance de précision, un climatiseur, une caméra rapide et une chaîne d'acquisition (Fig. 1). Les détails de l'installation du banc d'essais sont disponibles dans la référence [1].

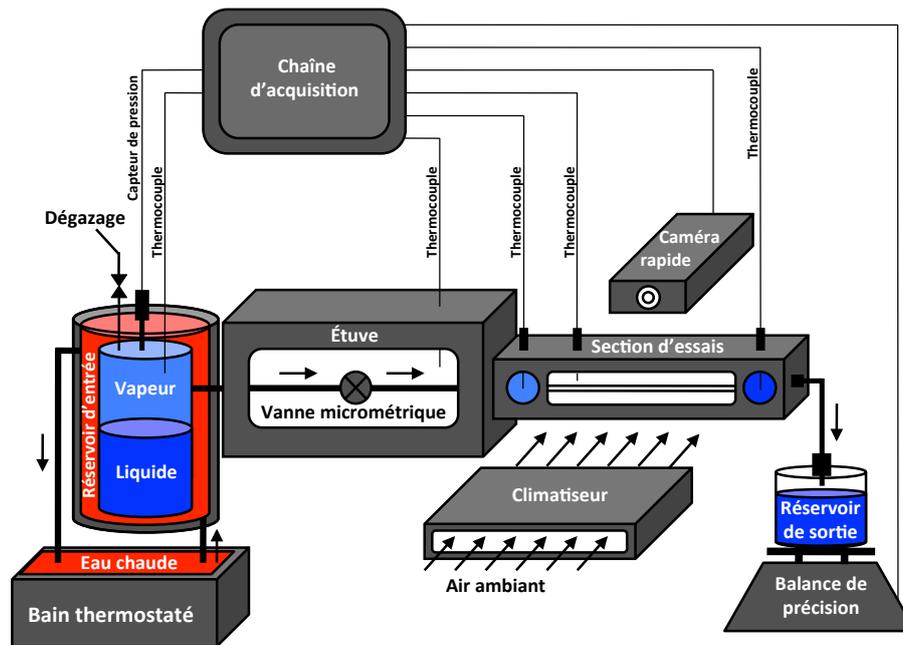


Figure 1 : Schéma de principe du banc d'essais.

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 ayant une température de saturation de 36.06 °C à pression atmosphérique) dont la température est contrôlée par une circulation d'eau thermostatée. Pour assurer un débit constant dans la section d'essais, un blocage sonique est assuré dans la vanne micrométrique placée dans une étuve maintenue à 40 °C au dessus de la température de saturation du fluide frigorigène. En aval de la vanne, la vapeur s'écoule dans la section d'essais. Celle-ci est constituée d'un micro-canal transparent de section carrée placé horizontalement, d'arêtes interne et externe respectivement égales à 553 et $675\ \mu\text{m}$, et de longueur effective exposée au fluide de refroidissement (i.e. l'air) de 196 mm . Un climatiseur est placé perpendiculairement à la section d'essais. L'air circule perpendiculairement à travers la section d'essais avec une vitesse quasiment uniforme et à la température ambiante moyenne de la pièce de 22.6 °C durant toutes les expérimentations. Le débit massique du fluide frigorigène est déterminé en mesurant la masse de condensats dans le réservoir de sortie (exposé à l'air ambiant) au cours du temps. Des thermocouples de type K calibrés permettent de surveiller précisément la température du fluide frigorigène dans différents points du circuit, notamment à l'entrée et à la sortie du micro-canal. Toutes les mesures sont collectées par une chaîne d'acquisition et affichées sur LabVIEW.

2.2. Campagnes d'essais

Préalablement à la campagne d'essais, le coefficient d'échange thermique entre l'air et les parois externes du micro-canal doit être déterminé. Pour cela, une circulation d'eau chaude ensemencée par de la Rhodamine B est imposée dans le micro-canal, lequel est refroidi par la circulation d'air. Le profil de température d'eau à l'intérieur du micro-canal est alors mesuré par une technique de fluorescence induite par laser (FIL) développée dans le cadre d'une étude précédente [1]. Le transfert thermique du côté extérieur étant limitant, le coefficient d'échange thermique externe peut être déterminé à partir du profil de température d'eau. Une valeur de $294\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ est obtenue avec une incertitude de mesure de $\pm 15\%$.

Avant de commencer les expériences de condensation, le n-pentane 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. L'étude est limitée à des vitesses massiques inférieures à $12 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Bien que cette plage soit restreinte, elle est représentative des vitesses massiques obtenues dans les machines thermiques 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 ou 112.9 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 ou 9.06 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). La fréquence d'acquisition de la caméra rapide est fixée à 2000 images par seconde, permettant de suivre de façon continue l'évolution de la distribution des phases au cours du temps. Finalement, les images de ces vidéos sont traitées sous Matlab, afin de déterminer la distribution des phases le long la zone de condensation dans le micro-canal.

2.3. Zones d'écoulement

La figure 2 montre un exemple des différentes structures d'écoulement observées lors de la condensation du n-pentane avec une vitesse massique de $5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Des images correspondant à trois instants différents sont présentées sur cette figure. Trois structures d'écoulement ont été identifiées : la structure annulaire, la structure à bulles allongées (ou à bulles de Taylor) et la structure à bulles sphériques. Ces structures d'écoulement sont qualitativement identiques pour toutes les vitesses massiques du n-pentane imposées.

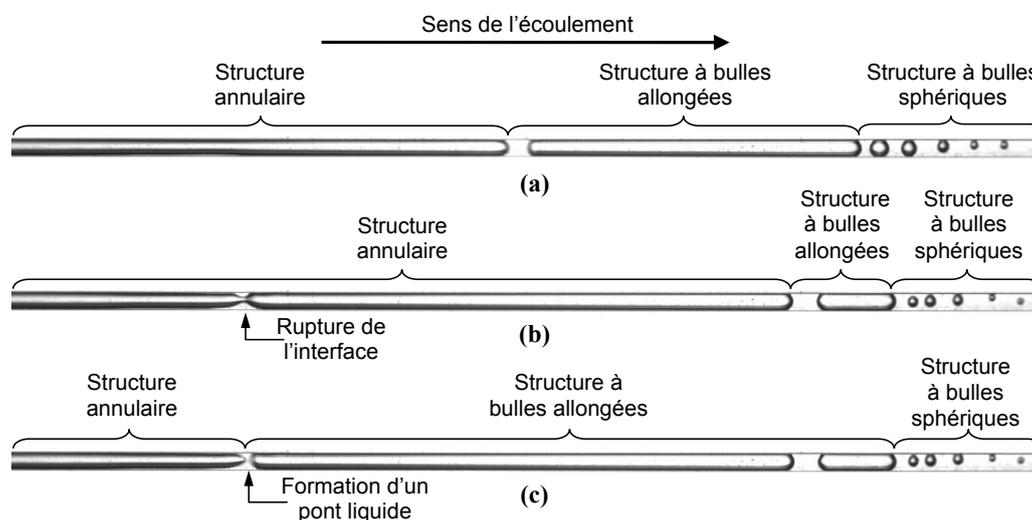


Figure 2 : Structures d'écoulement observées lors d'un écoulement de condensation du n-pentane avec une vitesse massique de $5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ à trois instants : (a) $t = 0 \text{ ms}$, (b) $t = 50 \text{ ms}$ et (c) $t = 51 \text{ ms}$.

Pour la structure annulaire, un film mince de liquide est présent le long de la circonférence interne du micro-canal. La vapeur s'écoule au centre et occupe la quasi totalité de la section du micro-canal. En raison des instabilités de Rayleigh-Plateau présentes dans ce type d'écoulement, la structure annulaire se termine souvent par une formation d'un pont liquide (Fig. 2c) due au contact entre deux vagues situées dans les parties supérieure et inférieure du

micro-canal (Fig. 2b). Au moment de la cassure de l'interface dans la structure annulaire, une bulle allongée se détache possédant une longueur (selon l'axe du micro-canal) de quelques dizaines de fois le diamètre hydraulique du micro-canal. En se référant à Garimella et al. [6], la bulle allongée possède une section carrée durant son passage dans un micro-canal de section carrée, avec une arête égale à 90 % de l'arête interne du micro-canal. Cette bulle, se terminant avec deux ménisques quasiment hémisphériques, se condense très rapidement pour devenir sphérique quand sa longueur atteint 90 % de l'arête interne du micro-canal, et continue sa condensation jusqu'à son collapsus (i.e. sa disparition complète).

Nous définissons dans la suite la zone annulaire comme étant la zone du micro-canal où la structure annulaire est seule présente au cours du temps. Ainsi, cette zone est définie par la partie diphasique comprise entre l'entrée du micro-canal et la position moyenne de formation des ponts liquides (l'écart type de cette position moyenne étant très faible, la position minimale de formation des ponts liquides peut être confondue avec la position moyenne). La même définition est considérée pour la zone à bulles sphériques. Ainsi, cette zone est définie par la partie diphasique comprise entre la position axiale au delà de laquelle aucun passage d'une bulle allongée n'est détecté et la fin de la zone de condensation. Finalement, la zone intermittente (i.e. zone à bulles allongées ou à poches/bouchons) est la partie restante de la zone diphasique. Ainsi, la zone intermittente est la partie diphasique où toutes les bulles allongées sont présentes au cours du temps, avec la présence possible à un instant donné des structures annulaire et à bulles sphériques dans cette zone.

2.4. Procédure de traitement

Afin de déterminer les différents paramètres hydrauliques et thermiques de l'écoulement dans la zone intermittente, une technique expérimentale spécifique 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 micro-canal. Chaque image est remplacée par un vecteur binaire permettant de définir la présence ou l'absence de bulle pour chaque position axiale du micro-canal. 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 micro-canal 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. 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. Les longueurs et les vitesses des bulles dans n'importe quelle section du micro-canal au cours du temps peuvent être également déterminées. Les détails de cette procédure de traitement sont disponibles dans la référence [3].

3. Résultats et discussion

Les valeurs moyennes (i.e. Eulériennes) du taux de vide et du titre massique en vapeur ne peuvent pas être calculées dans la majeure partie de la zone intermittente en raison de la présence de la structure annulaire (Fig. 2). Ainsi, l'étude thermo-hydraulique dans cette zone concerne uniquement le suivi Lagrangien des bulles allongées. Afin d'étudier la physique dominant la condensation de ces bulles, les évolutions temporelles de leurs taille et vitesse de déplacement ont été déterminées à partir de la procédure de traitement détaillée précédemment. La figure 3 montre les évolutions de la vitesse moyenne de déplacement des bulles allongées en fonction de leur longueur moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane.

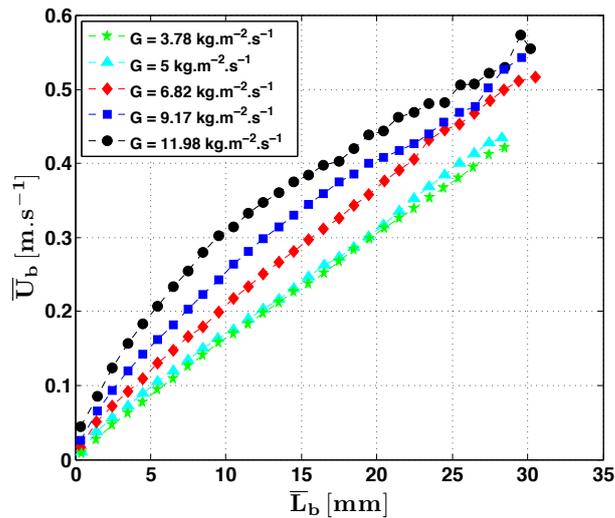


Figure 3 : Évolutions de la vitesse moyenne de déplacement des bulles allongées en fonction de leur longueur moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane.

Une très bonne reproductibilité des résultats a été mise en évidence indépendamment de la vitesse massique du n-pentane. Les bulles allongées ont quasiment une même longueur moyenne de 30 mm au moment de leur détachement quelle que soit la vitesse massique du n-pentane. La vitesse moyenne de déplacement des bulles allongées est maximale juste après leur détachement et diminue progressivement avec la diminution de leur longueur moyenne. Il est à noter que la vitesse moyenne de déplacement des bulles allongées est inférieure à la vitesse moyenne de la vapeur derrière les ponts liquides. Cela est expliqué par la faible vitesse moyenne de déplacement des fronts droits de ces bulles par rapport à leurs fronts gauches (Fig. 2), à cause du changement de phase au sein de ces bulles qui a lieu durant leur déplacement. Si la différence de vitesse entre les fronts gauche et droit de la bulle allongée est régie par le changement de phase, l'évolution de la vitesse du front gauche peut quant à elle s'expliquer de la façon suivante : au moment de la rupture de l'interface de la structure annulaire, l'ensemble du pont liquide et de la bulle allongée est poussé par la vapeur située au niveau du ménisque hémisphérique fermant la structure annulaire. Au fur et à mesure que cet ensemble avance dans le micro-canal, la vapeur située en amont se condense progressivement et son débit massique diminue. Ainsi, en supposant que le taux de vide reste à peu près constant à la fin de la structure annulaire, la diminution de la vitesse de la vapeur provoque un ralentissement progressif de la vitesse de déplacement de la bulle allongée. La figure 4 montre la vitesse moyenne de décroissance (i.e. de condensation) des bulles allongées en fonction de leur longueur moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane. Cette vitesse moyenne est maximale au moment du détachement de ces bulles et diminue progressivement avec la décroissance de leur longueur moyenne. En effet, au moment du détachement de chaque bulle, la surface d'échange (i.e. de l'interface) entre la bulle et le liquide environnant est importante, ce qui entraîne un taux de changement de phase relativement important. La vitesse de décroissance de la bulle est donc importante. Au fur et à mesure que cette bulle se condense, sa surface d'échange diminue, entraînant une diminution du taux de changement de phase et par suite la diminution de la vitesse de décroissance de cette bulle. De plus, une petite influence de la vitesse massique sur la cinétique de décroissance de ces bulles est mise en évidence. En effet, en augmentant la vitesse massique du n-pentane, la vitesse de glissement entre chacune des bulles et le liquide environnant devient plus importante, ce qui améliore le coefficient d'échange convectif à l'interface et provoque une légère augmentation du taux de changement de phase et par suite de la vitesse de décroissance de cette bulle.

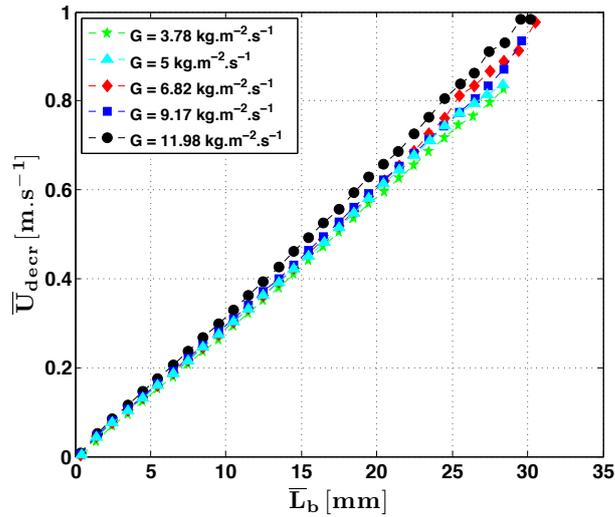


Figure 4 : Évolutions de la vitesse moyenne de décroissance des bulles allongées en fonction de leur longueur moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane.

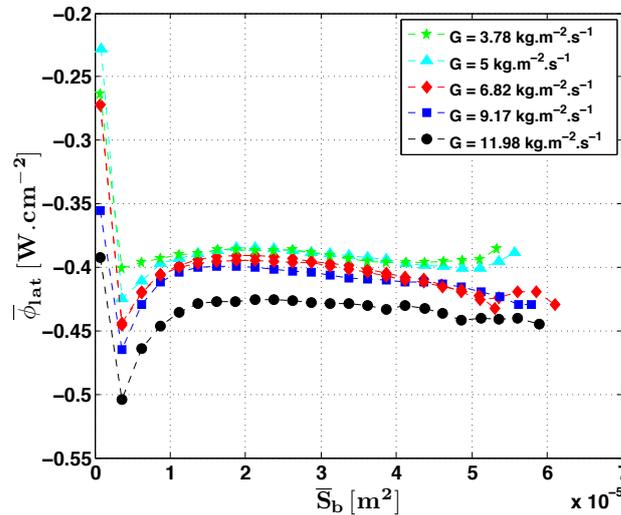


Figure 5 : Évolutions du flux thermique latent moyen dégagé par la condensation des bulles allongées en fonction de leur surface moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane.

Comme la vitesse moyenne de décroissance des bulles allongées est proportionnelle à leur longueur moyenne, le flux thermique latent moyen dégagé par changement de phase semble être constant et uniforme quelle que soit leur taille moyenne. Dans le but de démontrer cette hypothèse, la figure 5 montre les évolutions du flux thermique latent moyen dégagé par la condensation des bulles allongées en fonction de leur surface moyenne pour différentes vitesses massiques du n-pentane. Pour chaque vitesse massique du n-pentane, le flux thermique latent moyen est quasi constant et indépendant de la surface moyenne des bulles allongées. Ainsi, la cinétique de décroissance de ces bulles est proportionnelle à la surface d'échange (i.e. de l'interface). De plus, le flux thermique latent moyen sur la surface totale des bulles allongées est proche du flux thermique prélevé aux parois du micro-canal. En effet, la puissance par unité de longueur moyenne de bulles est en valeur absolue inférieure de 20 % à la puissance linéique imposée par les échanges thermiques externes. Considérant l'incertitude sur le coefficient d'échange thermique externe (de 15 %) et les puissances évacuées latéralement sur les calottes sphériques des bulles allongées, l'échange externe régit bien la cinétique de décroissance de ces bulles.

Pour les mêmes raisons mentionnées ci-dessus, le flux thermique latent moyen sortant des bulles allongées augmente légèrement (en valeur absolue) avec l'augmentation de la vitesse massique du n-pentane. Il est à noter que pour les surfaces moyennes des bulles inférieures à 10 mm^2 , le flux thermique latent moyen présente un pic. Celui-ci correspond à la transition de la zone intermittente à la zone à bulles sphériques. Après cette transition (i.e. dans le cas où le nombre de bulles sphériques devient plus important que le nombre des bulles allongées), le flux thermique latent moyen diminue brutalement et s'approche de zéro dans la zone à bulles purement sphériques.

4. Conclusions

Les écoulements de condensation de vapeur de n-pentane à faible vitesse massique dans un micro-canal horizontal de section carrée et d'arête interne $553 \mu\text{m}$ peuvent être divisés en trois zones d'écoulement principales : la zone annulaire, la zone intermittente (i.e. la zone à bulles allongées ou à poches/bouchons) et la zone à bulles sphériques. Une procédure expérimentale spécifique basée sur le suivi Lagrangien des bulles a été développée afin de déterminer les paramètres hydrauliques et thermiques dans la zone intermittente. Des relations proportionnelles entre les vitesses moyennes de déplacement et de décroissance (i.e. de condensation) des bulles allongées et leur longueur moyenne ont été trouvées. Un rôle amélioratif de l'augmentation de la vitesse massique du n-pentane sur les vitesses moyennes de déplacement et de décroissance des bulles allongées a été mis en évidence. Une indépendance entre le flux thermique latent moyen dégagé par la condensation des bulles allongées et leur surface moyenne a été trouvée, avec un rôle amélioratif de la vitesse massique du n-pentane. Finalement, une comparaison entre le flux thermique latent moyen dégagé par la condensation des bulles allongées et le flux thermique imposé a été réalisée, montrant que la cinétique de condensation de ces bulles est pilotée par le transfert thermique externe limitant.

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, *International Journal of Heat and 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] 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*, 59 (2013), 704-716.
- [4] S. Bortolin, G. El Achkar, M. Kostoglou, A. Glushchuk, T. D. Karapantsios, P. Lavieille, D. Del Col, C. Buffone, M. Miscevic, B. Toth, O. Minster, Experimental investigations on condensation in the framework of ENhanced CONdensers in Microgravity (ENCOM-2) Project, *Microgravity Science and Technology*, 26 (2014), 335-349.
- [5] B. Médéric, 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*, 35 (2004), 573-586.
- [6] S. Garimella, J. D. Killion, J. W. Coleman, An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for noncircular microchannels, *Journal of Fluids Engineering*, 125 (2003), 887-894.