

Analyse des transferts thermiques locaux lors de la condensation convective dans un échangeur à plaques corruguées

Kifah SARRAF^{1*}, Stéphane LAUNAY¹, Georges EL ACHKAR², Lounès TADRIST¹

¹Aix-Marseille Université, CNRS, IUSTI UMR 7343,

Technopôle de Château-Gombert, 5 rue Enrico Fermi, 13453 Marseille cedex 13

²Commissariat à l'Énergie Atomique et aux énergies alternatives (CEA), LS2T,

17 rue des Martyrs, 38054 Grenoble

* (auteur correspondant : kifah.sarraf@univ-amu.fr)

Les échangeurs thermiques à plaques brasées (PHE), compacts et à forte efficacité énergétique, sont utilisés en tant que condenseurs dans diverses applications industrielles pour conserver, récupérer et valoriser l'énergie thermique. Dans la littérature, les approches les plus communément utilisées sont de type corrélatif des caractéristiques thermo-hydrauliques globales, en se basant sur des hypothèses non validées expérimentalement, que ce soit sur la distribution de la densité de flux de chaleur ou du coefficient d'échange.

Dans ce travail, nous apportons un nouvel éclairage sur l'analyse des transferts thermiques de la condensation dans un PHE, à partir de moyens de caractérisation des grandeurs globales et locales. Une étude expérimentale de la condensation complète de la vapeur saturée du Pentane entre l'entrée et la sortie du PHE a été conduite pour des flux massiques compris entre 9 et 30 kg.m⁻².s⁻¹. Cette étude a été réalisée sur un PHE à deux canaux, de diamètre hydraulique de 4,4 mm, placé verticalement avec un écoulement descendant du fluide frigorigène. Un protocole de caractérisation des profils de température des fluides, basé sur la métrologie infrarouge, a été mis au point. À partir du bilan enthalpique local s'appuyant sur la cartographie infrarouge du PHE, les profils moyennés par section du titre de vapeur, du coefficient d'échange de chaleur et de la densité de flux de chaleur sont calculés. Les résultats indiquent une variation significative de la densité de flux de chaleur tout au long de l'échangeur pour la majorité des tests conduits, avec un ratio des densités de flux de chaleur entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pouvant aller jusqu'à 400 %. Par ailleurs, le coefficient d'échange de chaleur local diminue de 5 à 10 fois entre le début et la fin de la zone de condensation. On déduit que le coefficient d'échange de chaleur global calculé, que ce soit par la méthode ΔTLM , ou bien à partir de l'hypothèse d'une densité de flux de chaleur uniforme, est inférieur à celui obtenu en intégrant le profil local, avec des écarts relatifs de l'ordre de 10 à 20 % en fonction du flux massique. Si ces écarts ne sont pas nécessairement significatifs du point de vue de l'industriel, ces résultats permettent de mieux appréhender les effets de certains paramètres sur les comportements thermo-hydrauliques des écoulements en condensation, avec en perspective une démarche d'optimisation des échangeurs à plaques corruguées.

1. Introduction

Bien que l'utilisation des premiers échangeurs à plaques date du début du XX^{ème} siècle, les travaux plus approfondis sur les transferts thermo-hydrauliques au sein de ce type d'échangeur ont émergés à partir des années 1970. Initialement utilisés pour les transferts de chaleur entre liquides, les échangeurs à plaques brasées (PHE) sont aujourd'hui largement utilisés dans les systèmes de refroidissement industriels, de climatisation ou de chauffage des locaux, impliquant des transferts de chaleur avec changement de phase (ébullition, condensation) [1]. Le transfert technologique des écoulements monophasiques vers les écoulements avec changement de phase a cependant impliqué assez peu de modification dans la géométrie des plaques rainurées (forme des rainures, dimensions, etc.). Pour ce type d'application, le transfert de chaleur entre la paroi et le fluide frigorigène, bien qu'impliquant la chaleur latente de vaporisation, est la plupart du temps le transfert de chaleur limitant. Ainsi, l'optimisation des échangeurs à plaques en mode « changement de phase » et particulièrement la condensation présente un potentiel significatif d'amélioration des performances des machines thermodynamiques, et en conséquence, participe à une réduction des consommations énergétiques pour un besoin identifié.

Les méthodes les plus communément présentées dans la littérature, pour l'étude de la condensation dans les PHE sont des approches corrélatives des caractéristiques thermo-hydrauliques. On trouve dans la littérature deux principaux types d'étude de la condensation convective dans les échangeurs à plaques : 1/ les études pré-conditionnant le titre vapeur en entrée de la section de mesure et une densité de flux de chaleur transférée afin de travailler sur une variation déterminée (0,1 ou 0,2) du titre vapeur dans l'échangeur [2] [3] [4] ; 2/ les études sur la condensation complète ou partielle dans l'échangeur débouchant sur des corrélations prédictives [5] [6] [7]. Dans ces deux types d'étude, les effets du flux massique, de la température de saturation et de la densité de flux de chaleur sont identifiés. Les études menées sur des échangeurs à plaques avec une variation de titre de 0,1 ou 0,2 entre l'entrée et la sortie conduisent à la formulation du coefficient d'échange local en fonction du titre massique. Pour la caractérisation globale, l'hypothèse de densité de flux de chaleur constante (variation linéaire du titre massique) est généralement utilisée par défaut en raison de la difficulté d'instrumenter ce type d'échangeur à géométrie d'écoulement tridimensionnel. D'ailleurs, les études mettant en œuvre des métrologies spécifiques dans l'objectif de caractériser la variation du titre de vapeur le long de l'échangeur sont plus rares [5] [6]. Les études menées sur les échangeurs avec une condensation complète de la vapeur déterminent le coefficient d'échange global à partir de la méthode ΔTLM qui implique l'hypothèse d'une distribution du coefficient d'échange de chaleur uniforme le long de l'échangeur. L'analyse de ces deux types d'études de la littérature a conduit, finalement, à relever une faiblesse quant à la connaissance de la distribution du flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique de condensation le long de l'échangeur.

Dans cet article, nous présentons les résultats sur la distribution de la densité de flux de chaleur, du titre massique et du coefficient d'échange thermique le long de l'échangeur. Entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, la condensation est complète avec un titre de la vapeur saturée variant de 1 à 0. Ces résultats sont obtenus à partir de bilans enthalpiques locaux s'appuyant sur la métrologie infrarouge spécifiquement développée pour ce type d'échangeur de chaleur. Nous mettrons en évidence l'impact des méthodes de calcul, entre celles de la littérature et celle s'appuyant sur les valeurs locales, sur le coefficient d'échange thermique global au niveau du condenseur.

2. Expérimentation et procédure de calcul

2.1. Dispositif expérimental et section de test

Le prototype de PHE, sur lequel est réalisée l'étude, est un échangeur formé de deux canaux et fabriqué par notre partenaire industriel CIAT. Cet échangeur (voir **Figure 1.b**) présente les caractéristiques suivantes : un angle de chevron $\beta = 55^\circ$, une amplitude d'ondulation $b = 2,2$ mm et un pas de corrugation $P_c = 6$ mm. L'étude de la condensation convective au sein du PHE est menée avec du pentane, fluide sélectionné à partir de divers critères de similitude par rapport au R410A [8], pour des pressions de fonctionnement autour de la pression atmosphérique. Le dispositif expérimental utilisé, spécifiquement développé pour cette étude et détaillé dans [9], est présenté dans la **Figure 1.a**. Il permet de contrôler précisément et d'une manière indépendante, le débit, la température de saturation et le niveau de surchauffe du réfrigérant. L'échangeur est positionné verticalement avec l'entrée de la vapeur par l'orifice supérieur et la sortie du condensat par l'orifice inférieur. Dans notre étude, la vapeur à l'entrée du condenseur est surchauffée de 5 K et le liquide à la sortie est sous-refroidi d'au moins 7 K pour assurer une condensation complète au sein de l'échangeur. Les grandeurs mesurées au niveau de la section de test sont : le débit volumique d'eau, les températures d'entrée/sortie du canal d'eau, les températures d'entrée/sortie du canal de pentane, les pertes de pression totales, et la pression d'entrée du canal de pentane.

La configuration géométrique de l'échangeur à deux canaux permet, en utilisant une métrologie infrarouge adaptée [10], d'accéder à la distribution de la température sur les plaques externes [11]. Le protocole de mesures permet d'acquérir simultanément les images thermiques sur les plaques externes des canaux. Sur l'une des faces, il est relevé le profil de température le long du canal du pentane (suivant z), ce qui permet d'identifier la limite entre la zone diphasique et la zone de sous-refroidissement liquide. Cette distance, appelée L_{diph} , est essentielle au calcul du coefficient d'échange de chaleur moyen. Le profil de température le long du canal d'eau est relevé sur l'autre face. A partir de ces mesures et s'appuyant sur les bilans enthalpiques locaux, cela permet de caractériser les variations du titre massique, de la

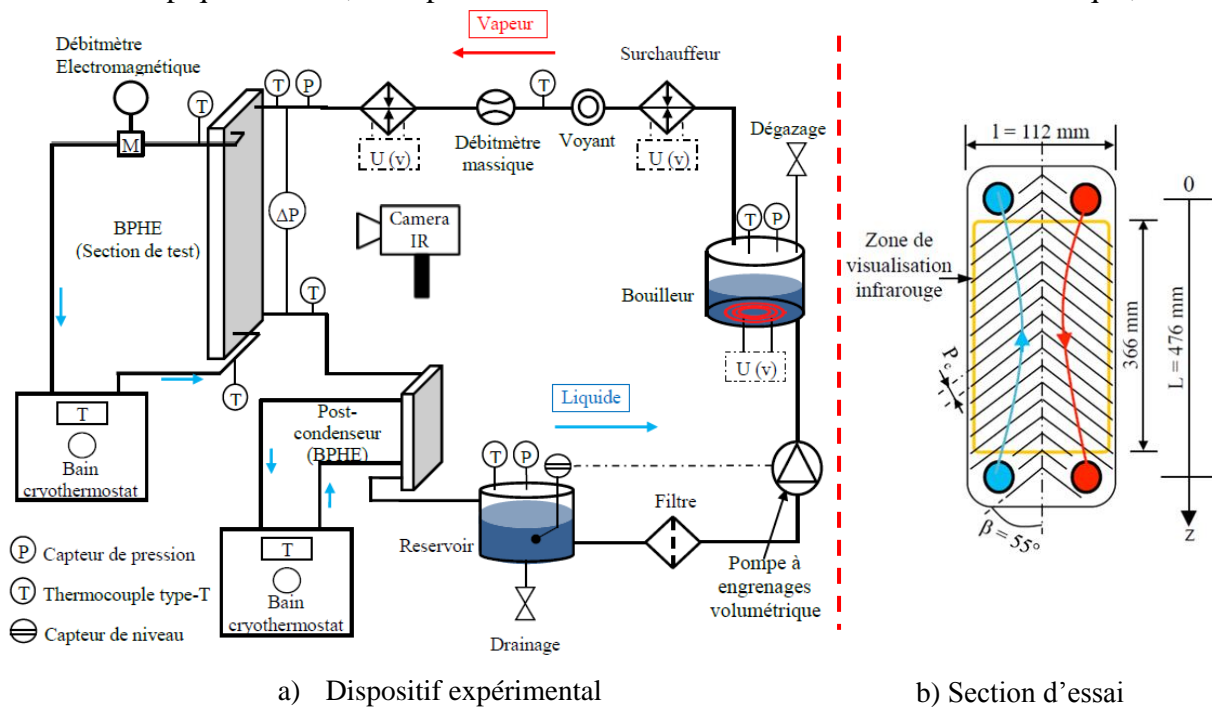


Figure 1 : Schémas a) du dispositif expérimental développé pour l'étude de la condensation et (b) de l'échangeur à plaques brasées testé

densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique de condensation le long de la zone de condensation.

2.2. Procédures de calcul

Coefficient d'échange thermique local - Pour chaque essai, en se basant sur le profil de température de l'eau discrétisé en éléments « dz » suivant l'axe longitudinal de l'échangeur, le bilan d'énergie appliqué sur chaque élément dz conduit au calcul du coefficient d'échange local de condensation :

$$h_{diph,z} = \left(\frac{l \cdot dz \cdot (\bar{T}_{sat,z/z+1} - \bar{T}_{eau,z/z+1})}{\dot{m}_{eau} \cdot cp_{eau} \cdot (T_{eau,z} - T_{eau,z+1})} - \frac{1}{h_{eau,z}} - \frac{e}{\lambda} \right)^{-1} \quad (1)$$

avec une incertitude de l'ordre de $\pm 10\%$. Dans l'équation (1), l , e et λ représentent respectivement la largeur de la plaque, son épaisseur et sa conductivité thermique. \dot{m}_{eau} et cp_{eau} correspondent respectivement au débit massique de l'eau et à sa capacité calorifique massique. T_{eau} et $\bar{T}_{sat,z/z+1}$ sont respectivement la température de l'eau obtenue par la mesure infrarouge et celle du fluide pentane à saturation moyennée entre deux volumes de contrôle adjacents. Le glissement de la température de saturation entre l'entrée et la sortie de la zone de condensation est déduit des mesures de pression et pressions différentielles aux bornes du canal de pentane [9]. Nous supposons linéaire la variation de la température de saturation. $h_{eau,z}$ est le coefficient d'échange convectif au sein de l'écoulement de l'eau liquide à chaque position z (à T_{eau}), dont la corrélation a été établie expérimentalement pour cet échangeur dans une étude spécifique :

$$h_{eau,z} = 57,21 \cdot Re_{eau}^{0,7} \cdot Pr_{eau}^{0,33} \quad (2)$$

Titre massique de la vapeur - A partir des profils de température de l'écoulement d'eau, le titre massique de la vapeur x_z est déduit du bilan d'énergie local tel que :

$$x_{z+1} = \frac{x_z \cdot \dot{m}_r \cdot L_v + \dot{m}_r \cdot cp_l \cdot (\bar{T}_{l,z} - \bar{T}_{l,z+1}) - \dot{m}_{eau} \cdot cp_{eau} \cdot (T_{eau,z} - T_{eau,z+1})}{\dot{m}_r \cdot (L_v + cp_l \cdot (\bar{T}_{l,z} - \bar{T}_{l,z+1}))} \quad (3)$$

\dot{m}_r et L_v représentent respectivement le débit massique du pentane et sa chaleur latente de condensation, et \bar{T}_l correspond à la température du film de condensat sous-refroidi, moyennée entre les températures de la paroi et de saturation localement. La température de paroi centrale de l'échangeur \bar{T}_l est calculée à partir de l'équation de transfert de chaleur, reliant la densité de flux de chaleur, déduite du débit et du profil de température sur l'eau, et le coefficient d'échange convectif dans l'eau (Eq. 2). La procédure de calcul est initialisée à $z = 0$ avec un titre de vapeur $x(z = 0) = 1$. Le titre x est précis à ± 0.01 .

Coefficient d'échange thermique global de condensation, \bar{h}_r - Il est déduit de la méthode ΔTLM sur la zone de condensation, dont la longueur est identifiée à partir de la visualisation infrarouge. La puissance thermique échangée dans la zone de condensation est déduite de la puissance totale échangée, mesurée à partir de la variation de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, et la puissance thermique correspondant au sous-refroidissement du pentane. La précision sur \bar{h}_r diminue de $\pm 12\%$ à $\pm 9\%$ avec l'augmentation du flux massique du pentane.

3. Etude de la condensation de la vapeur saturée

Dans ce paragraphe, nous présentons les approches locale et globale qui sont mises en œuvre afin de répondre à la question sur l'importance ou non des hypothèses et approches de la littérature sur le calcul du coefficient d'échange thermique global. On rappelle que l'hypothèse de la densité de flux de chaleur constante et l'approche ΔTLM sont largement utilisées dans la littérature en l'absence d'informations précises et de validation expérimentale.

Pour cette étude, la température de saturation du pentane est stabilisée à $36,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 0,25 \text{ K}$) pour l'ensemble des tests, et la vapeur à l'entrée de l'échangeur est légèrement surchauffée (3-5K). Dans cette campagne de mesures, l'étude est conduite pour des flux massiques compris entre 9 et $30 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, avec une longueur diphasique stabilisée à $36 \text{ cm} \pm 1 \text{ cm}$ à partir du réglage des conditions aux limites sur l'écoulement d'eau (température d'entrée et débit).

3.1. Approche locale

Les approches locale et globale sont conduites simultanément. L'approche locale s'appuie sur des mesures supplémentaires obtenues par la métrologie infrarouge afin de caractériser la variation de la température de l'eau le long de l'échangeur. Les profils de température de l'eau le long de l'échangeur et pour différents flux massiques de pentane sont présentés sur la **Figure 2**, ainsi qu'une image infrarouge. La position z^* est adimensionnée par rapport à la longueur de condensation, L_{diph} . On constate, d'une part, que les variations de la température de l'eau le long de l'échangeur ne sont pas linéaires, à l'exception de celle relative à $G_r = 12,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ qui s'en approche. D'autre part, pour $G_r > 15,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, les profils de températures ont des allures relativement similaires.

Les profils du titre massique de vapeur et de la densité de flux de chaleur le long de l'échangeur, issus du calcul et des profils de température, sont présentés respectivement sur les **Figure 3.a** et **3.b**. Sur les **Figures 2** et **3.a**, on note trois types de profil :

a) Profil convexe pour $G_r = 9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$: la température de la paroi varie d'une manière relativement faible au début ($z^* < 0,5$), pour ensuite évoluer plus significativement sur le reste du domaine d'étude. Cette tendance implique de plus faibles densités de flux de chaleur en entrée de condenseur qu'à la fin de la zone diphasique.

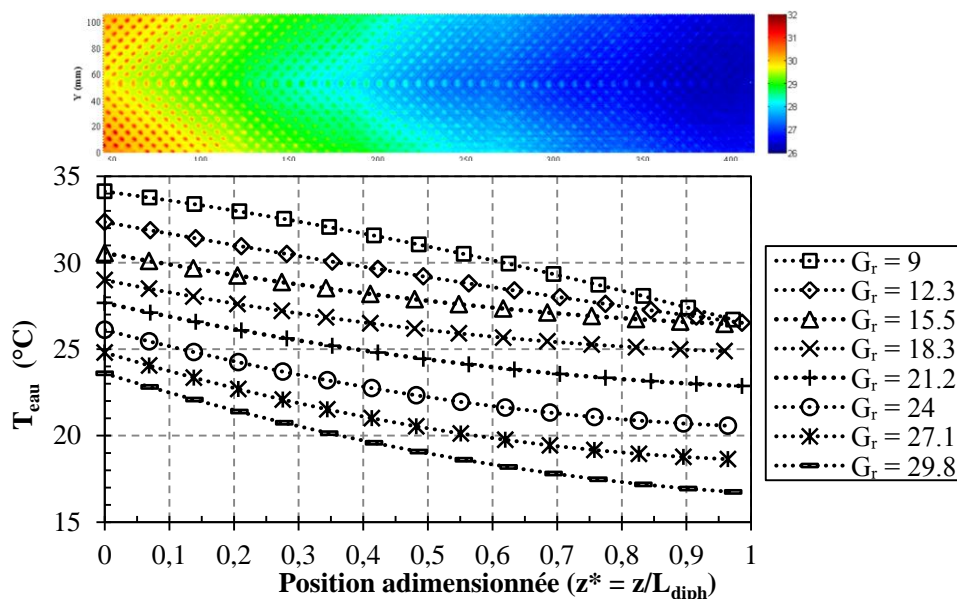


Figure 2 : Variation des profils de températures de la plaque le long de l'échangeur, issue du protocole expérimental en fonction du flux massique du pentane

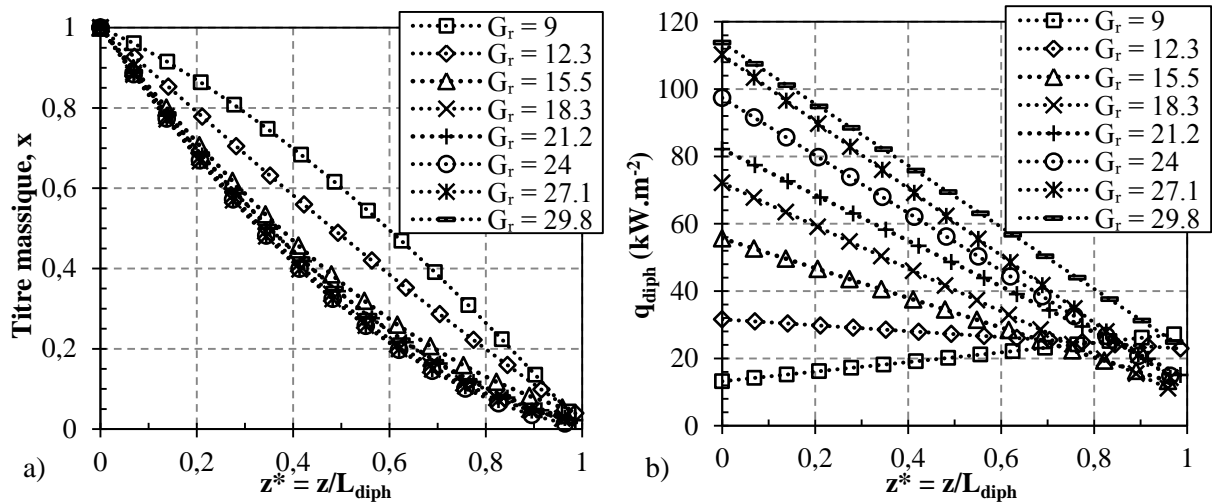


Figure 3 : Variation du titre massique de la vapeur de pentane (a) et de la densité de flux de chaleur local (b) en fonction de z^* pour différentes vitesses massiques G_r à $T_{sat} = 36,5 \text{ °C}$

- b) Profil quasi-linéaire pour $G_r = 12,3 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$: ce type de variation indique que la densité de flux de chaleur est quasi-constante le long du condenseur. La valeur moyenne est de l'ordre de 30 kW.m^{-2} ;
- c) Profil concave pour $G_r \geq 15,5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$: la diminution de la température de la plaque est relativement importante dans la zone d'entrée du condenseur, puis tend à se réduire suivant z^* . Cette variation de x implique que la densité de flux de chaleur est plus importante en entrée qu'en sortie du condenseur. Pour ces conditions, le profil du titre massique de vapeur suivant z^* est peu sensible au flux massique de pentane.

Les résultats de la Figure 3.b montrent très clairement que la densité de flux de chaleur le long de l'échangeur n'est que très rarement uniforme, contrairement aux hypothèses prises dans la littérature. Ainsi, pour $G_r = 29,8 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, la densité de flux de chaleur varie de 114 kW.m^{-2} à 27 kW.m^{-2} entre l'entrée et la sortie du condenseur, soit un rapport de densité de flux de chaleur supérieur à 4. On note par ailleurs que la variation de la densité de flux de chaleur en fonction de z^* suit une loi linéaire, indépendamment du flux massique de pentane. Une des questions en suspens est donc de quantifier l'incidence de cette hypothèse, densité de flux de chaleur constante, sur le résultat du coefficient d'échange de chaleur moyen déterminé à partir de l'approche locale.

La Figure 4.a présente la variation du coefficient d'échange local, h_{diph} avec la position z^* et pour différents flux massiques de pentane. On note une très forte diminution du h_{diph} suivant z^* quelle que soit la vitesse massique, avec un rapport entre $h_{diph}(z = 0)$ et $h_{diph}(z = L_{diph})$ pouvant varier de 4 pour $G_r = 9 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ à plus de 20 pour $G_r > 15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$. Ce résultat met en défaut l'hypothèse de calcul du coefficient d'échange global par la méthode ΔTLM , pour laquelle le coefficient d'échange thermique est supposé uniforme.

Les résultats du calcul du coefficient d'échange thermique dans la zone d'entrée ($z^* < 0,22$) présente une certaine dispersion entre les divers flux massiques. Cette dispersion peut être la conséquence d'une distribution inhomogène du fluide en entrée du condenseur, comme semble l'indiquer les travaux de simulations numériques effectués dans le cadre de la thèse de [9].

Pour répondre à la question sur l'influence des hypothèses, soit de la densité de flux de chaleur uniforme (méthode $q_{uniforme}$), soit d'un coefficient d'échange thermique uniforme le long du condenseur (méthode ΔTLM) pour le calcul du coefficient d'échange thermique global, \bar{h}_{diph} , les résultats sur \bar{h}_{diph} en fonction du flux massiques et obtenus par les diverses approches sont présentés sur la Figure 4.b. Pour $G_r > 15 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, il y a un bon accord entre les résultats de \bar{h}_{diph} par les méthodes « $q_{uniforme}$ » et « ΔTLM ». Ce résultat peut justifier, dans la littérature, la relative confiance sur l'utilisation de ces méthodes de manière complémentaire. Cependant, les

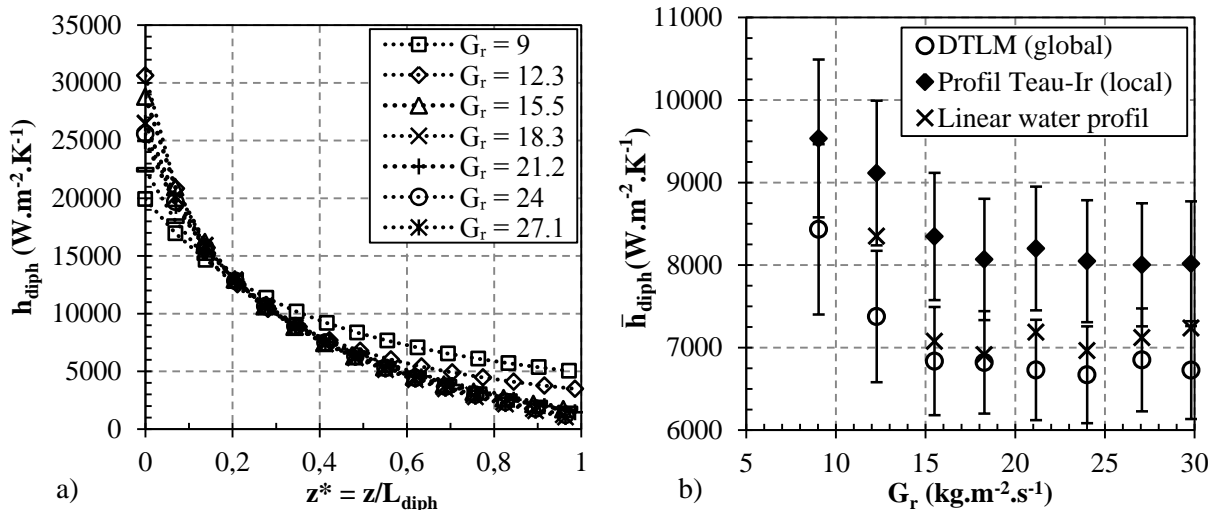


Figure 4 : a) Variation du coefficient d'échange diphasique local en fonction de z^* pour différents flux massique du pentane – b) Variation du coefficient d'échange thermique moyen en fonction du flux massique G_r . Comparaison entre nos résultats et les différentes approches de la littérature

écarts relatifs des résultats de \bar{h}_{diph} entre les approches locales avec $q_{uniforme}$ et $q_{réelle}$ restent significatifs avec une valeur moyenne de l'ordre de 15 %. Pour $G_r = 12 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, cet écart diminue car $q_{réelle}$ est relativement uniforme. Pour $G_r = 9 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, le calcul de \bar{h}_{diph} avec l'hypothèse $q_{uniforme}$ a conduit à une surestimation de sa valeur de près de 200 % par rapport aux cas réel. Ce point n'est pas représenté sur le graphique de la **Figure 4.b**.

Indépendamment de l'approche utilisée, deux tendances se dégagent de la variation de \bar{h}_{diph} en fonction du flux massique de pentane. Ce comportement est similaire aux résultats de certains auteurs [7] :

- Pour $G_r \leq 15,5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, \bar{h}_{diph} diminue très sensiblement avec l'augmentation du flux massique du pentane. Pour ces conditions, le régime de condensation est dominé par les effets gravitaires, et une augmentation du flux massique entraine nécessairement une augmentation de l'épaisseur moyenne du film liquide en paroi (surface d'échange fixe) ainsi le coefficient d'échange thermique se dégrade.
- Pour $G_r > 15,5 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, \bar{h}_{diph} est peu sensible au flux massique. Cette tendance peut s'expliquer par l'ajout de forces supplémentaires aux effets gravitaires dans le drainage, la distribution du condensat et/ou l'intensification des échanges thermiques locaux. On rappelle que la condensation a lieu dans un canal de géométrie d'écoulement tridimensionnelle, ce qui complexifie l'analyse. Les effets de cisaillement interfacial entre les phases liquide et vapeur s'intensifient naturellement avec l'augmentation des vitesses massiques, ce qui tend à modifier la distribution du liquide dans le canal, et en conséquence à limiter les effets de l'augmentation des films liquides avec le flux massique.

Ainsi, on peut relever que les diverses approches donnent des tendances représentatives sur l'influence du flux massique sur les coefficients de transfert thermique globaux, avec des écarts pouvant être acceptables du point de vue de l'industriel. Cependant, seule l'approche locale permet d'identifier très clairement la forte variation de la densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique entre l'entrée et la sortie de la zone de condensation.

4. Synthèse

S'appuyant sur un protocole expérimental original avec une caractérisation de grandeurs thermiques locales, cette étude amène un éclaircissement nouveau sur l'analyse des transferts thermohydrauliques en condensation. Du point de vue local, les mesures du profil moyen de la

température de l'eau, déduit de la métrologie infrarouge, ont permis de déterminer les profils du titre massique de vapeur, de la densité de flux de chaleur et du coefficient d'échange thermique le long de l'échangeur en fonction du flux massique. Les résultats indiquent : 1/ que la densité de flux de chaleur varie très sensiblement tout au long de l'échangeur pour la majorité des tests conduits, avec un ratio de densités de flux de chaleur entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pouvant aller jusqu'à 400 % ; 2/ que le coefficient d'échange local diminue de 5 à 10 fois entre le début et la fin de la zone de condensation.

Comparé aux approches de la littérature, supposant une uniformité le long de l'échangeur, soit de la densité de flux de chaleur, soit du coefficient d'échange thermique, les coefficients d'échange globaux déterminés à partir de ces hypothèses sont sous-estimés de l'ordre de 10 à 20 %, en fonction du flux massique, par rapport à ceux calculés à partir des mesures locales.

Ces résultats ouvrent un nouveau champ de perspectives quant à l'optimisation de ces canaux à géométrie complexe pour les écoulements diphasiques.

Références

- [1] Sadik Kakac and Liu Hongtan, *HEAT EXCHANGERS: Selection, Rating and Thermal design.*, CRC Press LLC, (2002).
- [2] Y.-Y. Yan, H.-C. Lio, and T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (1999), pp. 993-1006.
- [3] W.-S. Kuo, Y.-M. Lie, Y.-Y. Hsieh, and T.-F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48-25-26 (2005), pp. 5205-5220.
- [4] D.-H. Han, K.-J. Lee, and Y.-H. Kim, The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles, *Journal of the Korean Physical Society* (2003), pp. 66-73.
- [5] E. Djordjevic, S. Kabelac, and S. P. Šerbanović, Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R-134a condensation in a plate heat exchanger, *Chemical Papers*, 62-1 (2008), pp. 78-85.
- [6] Z.-Y. Shi, J.-P. Chen, V. Grabenstein, and S. Kabelak, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, 46-10 (2010), pp. 1177-1185.
- [7] G. A. Longo, Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53-5-6 (2010), pp. 1079-1087.
- [8] K. Sarraf, S. Launay, L. Tadrst, and C. Marvillet, "Critères de sélection de fluides de substitution pour l'étude de la condensation convective dans des échangeurs à plaques," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Bordeaux, 2012), pp. 942-949.
- [9] Kifah Sarraf, "Echangeurs à plaques corruguées en mode monophasique et en condensation : études expérimentale, numérique et analytique, et analyse des écoulements et des transferts thermiques," Aix-Marseille Université, Laboratoire IUSTI UMR CNRS 7343, Marseille, Thèse de doctorat 2014.
- [10] K. Sarraf, S. Launay, and L. Tadrst, "Investigation des transferts thermiques locaux dans un échangeur à plaques par thermographie infrarouge," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Gérardmer, 2013).
- [11] G. El Achkar, K. Sarraf, S. Launay, and L. Tadrst, "Effets de la surchauffe de la vapeur sur le comportement thermo-hydraulique d'un échangeur à plaques brasées en condensation convective," *Proc. of Congrès Français de Thermique* (Lyon, 2014).