

# Condensation convective à faible vitesse massique : Analyse des phénomènes thermohydrauliques locaux.

## Convective condensation at low mass velocity : Analysis of local thermohydraulic phenomena.

Marion BEAUMALE<sup>1,2\*</sup>, Pascal LAVIEILLE<sup>1</sup>, Marc MISCEVIC<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire LAPLACE - Université Paul Sabatier – 118 route de Narbonne – 31062 Toulouse cedex 9.

<sup>2</sup> Entreprise EPSILON groupe ALCEN - Bâtiment B612 – 3 Rue Tarfaya – 31400 Toulouse.

\*(auteur correspondant : marion.beaumale@laplace.univ-tlse.fr)

**Résumé** - La condensation complète (titre massique en vapeur variant de 1 à 0) en écoulement vertical descendant du HFE 7000 pour des vitesses massiques allant de 5 à 30  $kg.m^{-2}.s^{-1}$  est étudiée dans un condenseur en saphir de section circulaire de diamètre interne de 3,4 mm, de diamètre externe de 6 mm et d'une longueur de 1 m. La métrologie mise en œuvre combine deux techniques de mesures de haute précision permettant la mesure locale et simultanée de la température de la paroi du condenseur par méthode infrarouge et de l'épaisseur du film de liquide ruisselant sur la paroi par méthode interférométrique ou à l'aide d'un capteur confocal chromatique. Cette instrumentation permet de développer des analyses à la fois hydraulique et thermique des processus mis en jeu.

**Mots-clés** : condensation convective ; métrologie optique ; coefficient d'échange ; expérimental.

**Abstract** - The complete condensation (vapor quality ranging from 1 to 0) of HFE 7000 for mass velocities from 5 to 30  $kg.m^{-2}.s^{-1}$  is studied in a sapphire condenser of circular shape section with an internal diameter of 3.4 mm, an external diameter of 6 mm and a length of 1 m. The metrology implemented combines two high-precision measurement techniques allowing the local and simultaneous measurement of the wall temperature of the condenser by infrared method and the liquid film thickness flowing on the wall tube by interferometric method or with a confocal chromatic sensor. This instrumentation allows to develop both hydraulic and thermal analyses of the processes involved.

**Keywords:** convective condensation; optical metrology; heat transfer coefficient; experimental.

### Nomenclature

$h$	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>
$G$	vitesse massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$	<i>sat</i> saturation
$IR$	infrarouge	<i>int</i> interne
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>ext</i> externe
<i>Symboles grecs</i>		$L$ liquide
$\delta$	épaisseur de film liquide, $m$	$p$ paroi

## 1. Introduction

Le dimensionnement des condenseurs équipant les systèmes de régulation thermique diphasique nécessite une compréhension du couplage entre les transferts de chaleur et la répartition des phases liquide et vapeur au sein des écoulements. Lorsque les vitesses massiques sont faibles, de l'ordre de celles rencontrées dans les systèmes passifs de type CPL (Capillary Pumped Loop) ou LHP (Loop Heat Pipe), les lois disponibles dans la littérature ne sont plus valides. L'objectif de ce travail est donc de contribuer à combler ce manque en développant une approche expérimentale permettant d'étudier les couplages entre transferts de chaleur, de masse et de quantité de mouvement au sein d'écoulement de condensation à faible  $G$ . L'objectif est notamment de mesurer simultanément l'évolution du coefficient de transfert de chaleur local avec

celle de l'épaisseur de film de liquide afin de proposer des lois de dimensionnement corrélant ces deux grandeurs. Pour cela un banc expérimental a été développé permettant d'étudier la condensation du HFE 7000 à faible  $G$ , en écoulement vertical descendant. Le banc d'essais, le protocole spécifique développé et les résultats expérimentaux sont détaillés ci-après.

## 2. Dispositif expérimental

Le principe de fonctionnement du banc d'essai est d'utiliser une différence de pression pour produire un écoulement au sein du condenseur (Fig. 1). Pour cela, deux réservoirs à l'équilibre liquide-vapeur sont régulés à deux températures différentes imposées par une circulation d'eau sur leur périphérie dont la température est contrôlée par des bains thermostatés. Entre ces deux réservoirs se situe le condenseur étudié.

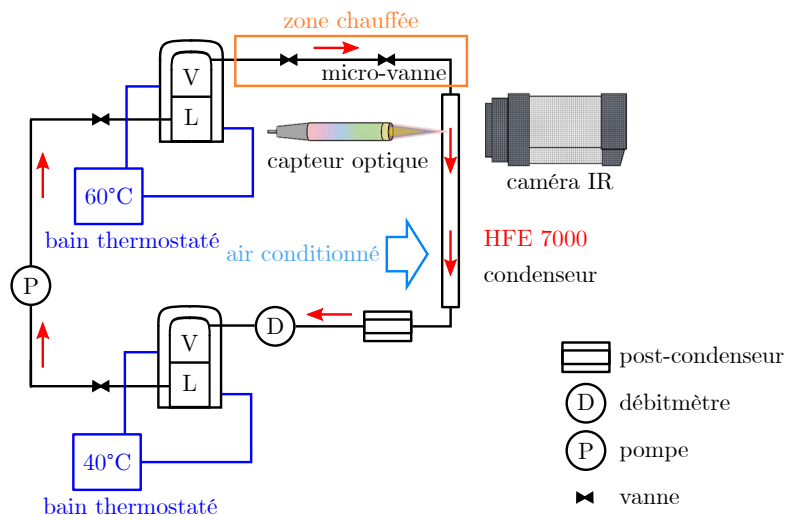


Figure 1 : Schéma général du banc d'essai

Afin d'utiliser des techniques de mesures optiques, le condenseur utilisé est en saphir, matériau transparent et conducteur, dont le refroidissement est obtenu grâce à un écoulement d'air conditionné en convection forcée. Le condenseur est un tube de 1 m de long, 3,4 mm de diamètre interne et 6 mm de diamètre externe. Le réservoir d'entrée est maintenu à 60 °C. Le réservoir de sortie est quant à lui régulé à 40 °C. La différence de température et donc de pression entre les deux réservoirs permet de générer un écoulement au sein du condenseur. Les mesures sont réalisées en régime permanent. Une vanne micrométrique est positionnée en amont du condenseur, entre le réservoir d'entrée et le condenseur et permet de régler avec précision la vitesse massique du fluide. Des résistances chauffantes permettent de maintenir le fluide de travail sous phase vapeur légèrement surchauffée en amont du condenseur. Le fluide est ensuite refroidi dans le condenseur à l'aide d'une soufflerie. Un post-condenseur suivi d'un débitmètre Coriolis sont positionnés en sortie. Une pompe mécanique ferme la boucle et permet de remonter le fluide du réservoir de sortie au réservoir d'entrée. Des thermocouples et capteurs de pressions sont installés tout le long de la boucle diphasique. Le fluide étudié dans ces travaux est le HFE 7000.

L'originalité du dispositif proposé est sa capacité à permettre des mesures locales et simultanées des épaisseurs de films liquides et du coefficient de transfert de chaleur interne. De ce fait, l'ensemble des instruments de mesure est monté sur une platine de translation verticale motorisée permettant d'effectuer les mesures sur toute la longueur du condenseur. Des capteurs optiques confocal et interférométrique permettent de mesurer les épaisseurs de film liquide [1] et une caméra IR est utilisée pour mesurer la température de paroi externe du condenseur [2].

### 3. Calibrations préalables

En négligeant la conduction longitudinale le long du condenseur devant la conduction radiale,  $h_{int}$  est déterminé à partir de la conservation du flux, de la résistance de conduction du saphir, du coefficient de transfert de chaleur externe et des températures de saturation, de paroi et de l'air (voir éq.1). Avant de pouvoir déterminer expérimentalement les transferts de chaleur en condensation convective, différentes calibrations doivent être réalisées. Les principales calibrations effectuées sur le banc expérimental sont décrites sommairement ci-après.

$$\Phi = h_{int}S_{int}(T_{sat} - T_{pint}) = h_{ext}S_{ext}(T_{pext} - T_{air}) \quad (1)$$

#### 3.1. Calibration des thermocouples

Deux types de compensation de jonction de référence sont réalisés selon les thermocouples considérés. La première est une compensation électronique effectuée par le système d'acquisition. Pour les mesures de température nécessitant une précision accrue, les jonctions de référence des thermocouples sont placées dans une masse thermique en cuivre plongée dans un bain thermostaté dédié. Une sonde Pt100 est également placée dans la masse thermique, permettant de déterminer avec précision la compensation à effectuer. Les incertitudes élargies obtenue après calibration des thermocouples dont la compensation est électronique sont de  $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  alors que pour les thermocouples dont la température de jonction de référence est mesurée les incertitudes sont réduites à  $0,05\text{ }^{\circ}\text{C}$  sur une plage de  $15\text{ à }75\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Le facteur d'élargissement utilisé sur l'ensemble des incertitudes annoncées est de 2.

#### 3.2. Calibration de la courbe de saturation

Les propriétés physiques du fluide sont proposées dans de nombreuses publications mais le HFE 7000 étant un fluide dit nouveau, d'importantes différences apparaissent d'une publication à l'autre. Nous remarquons des écarts de plus de  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  sur la température de saturation pour une même pression [3]. A partir de ces observations, il a été choisi de déterminer in-situ la courbe de saturation du fluide en fonction de la pression mesurée afin d'obtenir une mesure précise de la température de saturation lors des campagnes d'essais. La courbe de saturation obtenue est en accord avec les données de Refprop (température de saturation de  $43,46\text{ }^{\circ}\text{C}$  mesurée à  $1,4\text{ bar}$  avec une incertitude élargie de  $0,06\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

#### 3.3. Calibration de la température de la paroi externe

La mesure IR est une méthode non intrusive de mesure de température de paroi. Cependant, comme la caméra enregistre l'image thermique d'une scène, plusieurs dispositions doivent être prises pour assurer une mesure reproductible et précise de température. Tout d'abord, une bande de peinture noire d'environ  $1\text{ mm}$  de large a été déposée le long du condenseur afin d'accroître la sensibilité du rayonnement émis à la température de surface du condenseur dans les longueurs d'ondes détectées par la caméra utilisée. Puis un dispositif de référence a été proposé permettant grâce à une mesure différentielle de s'affranchir des fluctuations de la compensation électronique de la caméra, du rayonnement de son objectif et des variations de température ambiante. Un modèle du signal collecté par la caméra, illustré sur la Fig.2, a été développé afin de tenir compte des biais liés à la caméra, à la réflexion de l'environnement et au caractère semi-transparent de l'ensemble tube, film de liquide et bande de peinture (voir éq. 2). Le flux transmis par la peinture comprend une partie des flux émis par l'arrière plan et le film liquide. Les principales étapes de la calibration sont brièvement rappelées ci-après, les détails étant disponibles

dans [2]. Chacune des étapes est effectuée sans activer la soufflerie, en convection naturelle.

$$S_{PT} = G[\varphi_{PT}^e + \varphi_{PT}^r + \varphi_{PT}^t + \varphi_{objectif}^c] + C \quad (2)$$

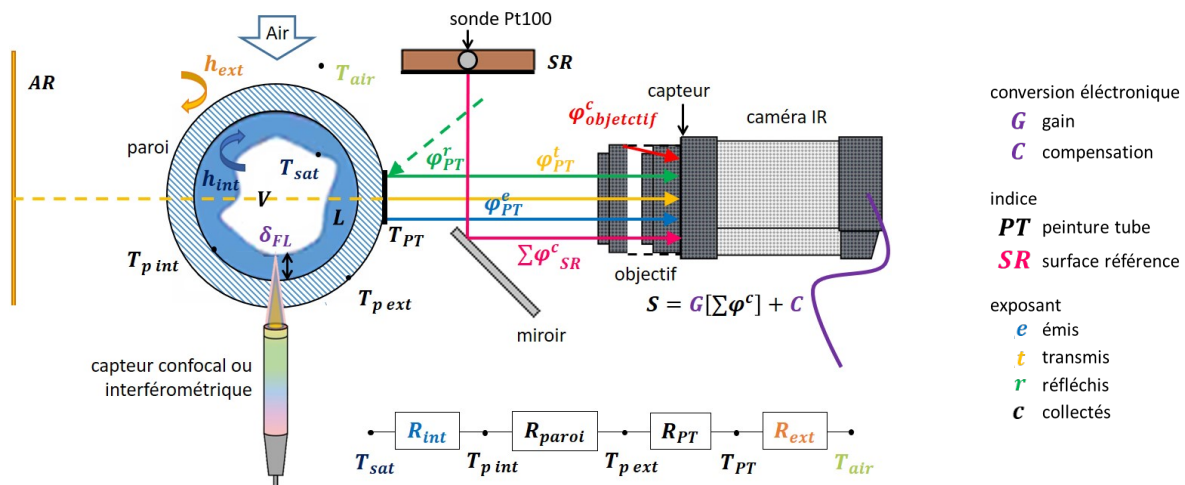


Figure 2 : Illustration de la mesure par caméra IR avec le schéma équivalent des résistances thermiques et les différents flux collectés au niveau de la peinture du tube PT et de la surface de référence SR

- Pour commencer le dispositif de référence (masse thermique en cuivre peinte en noir et équipée d'une sonde Pt100) a été calibré à l'aide du rayonnement d'un corps étalon de façon à obtenir une unique fonction du signal de la référence en fonction de sa température. Ainsi, si la compensation électronique de la caméra subit un offset, les températures mesurées résultantes seront artificiellement translatées. Le signal caméra sera donc abaissé de l'offset pour concorder à la fonction signal-température de la référence.
- La seconde étape consiste à analyser l'impact du flux émis par l'arrière-plan sur le signal reçu par la caméra du fait de la transparence partielle des matériaux présents sur le chemin optique. Cette transparence a été évaluée localement en observant le signal reçu par chaque pixel pointant sur la peinture noire, et cela pour différentes températures d'arrière-plan lors d'un écoulement de condensation en film mince à température de saturation fixe.
- Puis l'influence de l'épaisseur du film de liquide sur le flux transmis par la bande de peinture noire que reçoit la caméra a été étudiée. L'évolution du signal collecté a été observée pour plusieurs épaisseurs de film comprises entre 25 et 50  $\mu m$  dans des conditions expérimentales identiques et une fonction d'ajustement linéaire a été proposée.
- Pour finir, le signal caméra obtenu au niveau de la bande de peinture noire du tube a été modifié en tenant compte des étapes précédentes puis corrélé à la température de paroi. Cette calibration s'effectue point par point sur l'ensemble du tube avec un écoulement de condensation pour différentes températures de saturation. La température de paroi externe est estimée à partir d'un schéma résistif (Fig.2).

En supposant le modèle IR développé parfait, une incertitude élargie de 0,08  $^{\circ}C$  sur la détermination de la température de paroi externe est obtenue.

### 3.4. Calibration du coefficient d'échange externe

Le coefficient d'échange de chaleur externe lorsque la soufflerie est activée a été déterminé en effectuant des expériences spécifiques avec l'eau comme fluide de travail [3]. Un écoulement d'eau liquide est donc imposé dont le débit est tel que la variation de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie du tube soit relativement faible. Ainsi la variation de température de l'eau peut être supposée linéaire le long du tube. La température de paroi est quant à elle

mesurée grâce à la caméra IR selon le protocole décrit précédemment, en ajustant le modèle radiatif (notamment concernant la semi-transparence du liquide, l'eau étant opaque aux longueurs d'onde détectées par la caméra). Les températures locales de la paroi et de l'eau étant connues, ainsi que le coefficient d'échange interne, la densité de flux de chaleur locale peut être déterminée. Le coefficient d'échange externe est alors simplement déduit de cette densité de flux et des températures de la paroi et de l'air soufflé. Le  $h_{ext}$  est obtenu avec une incertitude moyenne de 13 % pour une valeur moyenne de  $80 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

## 4. Résultats

Une campagne expérimentale a été effectuée afin de caractériser la condensation convective du HFE 7000 à la fois d'un point de vue hydraulique et thermique, pour des  $G$  allant de 5 à  $30 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . Lors de ces essais, le coefficient d'échange et l'épaisseur du film de liquide ont été mesurés localement, le long du tube, selon la procédure décrite précédemment pour la détermination de  $h_{int}$  et dans [1] pour l'épaisseur du film liquide.

Avant chaque essai, le fluide est soigneusement dégazé afin d'éliminer les gaz incondensables. La vanne micrométrique est alors progressivement ouverte jusqu'à obtenir la vitesse massique souhaitée à l'intérieur du condenseur. Le système de conditionnement d'air est ensuite mis en route. Une fois le régime permanent établi, la température de paroi et l'épaisseur de film liquide sont mesurées simultanément le long du tube par déplacement de la platine motorisée. Une mesure ponctuelle d'épaisseur de film est réalisée par fenêtre caméra. L'ensemble des valeurs fournies par le reste de l'instrumentation (débitmètre, capteurs) est enregistré en continu pendant toute la durée d'un point de mesure.

### 4.1. Résultats bruts obtenus pour une vitesse massique donnée

Un exemple de profil d'épaisseur du film de liquide est reporté sur la Fig.3 dans le cas où la vitesse massique est imposée à  $26,9 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ . Cette épaisseur étant fluctuante au cours du temps, nous avons reporté sa valeur moyenne, ainsi que les valeurs minimale et maximale instantanées. Il est à noter que le capteur confocal ne peut pas mesurer des épaisseurs supérieures à  $300 \mu\text{m}$ . L'épaisseur du film ne peut donc pas être mesurée au niveau du ménisque principal, là où la condensation se termine. La zone concernée a cependant une extension très faible.

En entrée de condenseur (entre 0 et  $50 \text{ mm}$ ) l'épaisseur du film est faible, aucune fluctuation n'est observée et les valeurs moyenne, minimale et maximale sont donc confondues. Lorsque l'épaisseur du film devient supérieure à environ  $40 \mu\text{m}$ , des instationnarités apparaissent, dont l'amplitude croît lorsque l'épaisseur moyenne augmente. Dans la zone de fin de condensation, l'amplitude des fluctuations d'épaisseur atteint des valeurs qui sont de l'ordre, voir supérieures à celle de l'épaisseur moyenne. Les nombres de Reynolds moyens pour les phases liquide et vapeur sont respectivement de 233 et 7939. Au regard de ces valeurs, les instationnarités observées ont certainement pour origine la turbulence dans la phase vapeur. Da Riva et Del Col [4] ont simulés un écoulement de condensation vertical descendant dans un mini-tube à  $G=100 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$  avec et sans turbulence dans la phase liquide et montrent que la turbulence liquide joue un rôle malgré le faible nombre de Reynolds liquide. Des conclusions similaires ont été rapportées dans les travaux expérimentaux de Berto [5]. Cela n'est cependant pas contradictoire avec le fait que cette modification de l'écoulement liquide trouve son origine dans le développement de turbulences au sein de l'écoulement vapeur.

La Fig.4 présente l'évolution le long du condenseur des températures de saturation et de paroi externe du tube obtenues lors de cette même expérience. Le profil moyen d'épaisseur de la

Fig.3 a également été reporté. La température moyenne de l'air soufflé au niveau du condenseur est de  $14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sur les 15 premiers centimètres à l'entrée du tube, on observe une diminution importante de la température de la paroi externe du tube. Dans cette zone, le film de liquide est particulièrement fin. La résistance thermique induite par le film est donc faible, et les transferts très intenses. A partir d'une épaisseur de film d'environ  $50\text{ }\mu\text{m}$ , les vagues qui apparaissent dans la phase liquide induisent des fluctuations de la température de paroi externe et une diminution de cette dernière nettement moins marquée. La diminution brutale de la température de paroi en fin de condensation sur les derniers centimètres est liée à l'épaississement brutal du film de liquide au niveau du ménisque principal.

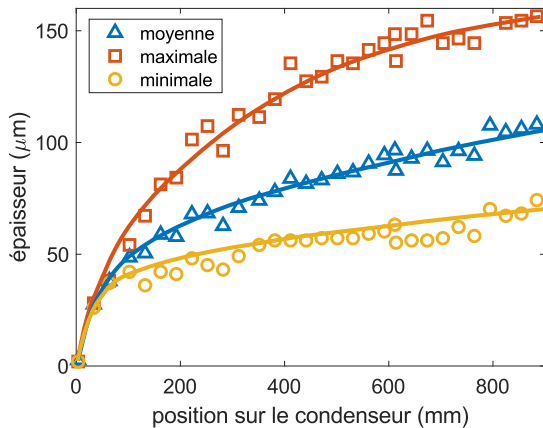


Figure 3 : Évolution longitudinale de  $\delta$  moyen, minimal et maximal (1er et 9ème déciles) à  $G=26,90\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$

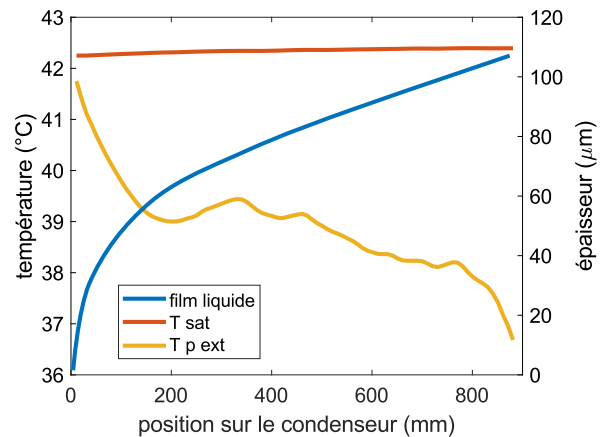


Figure 4 : Évolution longitudinale de  $\delta$ ,  $T_{sat}$  et  $T_{p\ ext}$  à  $G=26,90\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$

#### 4.2. Analyses de l'influence de la vitesse massique sur la thermohydraulique locale

Plusieurs vitesses massiques, ont été étudiées afin de mieux comprendre l'influence de ce paramètre sur les comportements thermohydrauliques dans une gamme non couverte par la littérature. L'analyse est menée au travers des variations de l'épaisseur du film de liquide d'une part, et du coefficient d'échange interne d'autre part, l'objectif final étant de corréliser ces deux grandeurs.

Le modèle de Nusselt [6] est le modèle de référence pour prédire les transferts de chaleur en condensation en film liquide. Il suppose un écoulement permanent et laminaire d'un film liquide mince ruisselant le long d'une paroi verticale avec une vapeur au repos. La contrainte tangentielle de cisaillement à l'interface liquide-vapeur est considérée nulle et les transferts de chaleur sont présumés purement conductifs dans le film. Dans ces conditions, l'épaisseur est reliée au débit massique du liquide par l'éq. 3.

$$\delta = \left( \frac{3\mu_L \dot{m}_L}{\rho_L^2 g \pi D_{int}} \right)^{1/3} \quad (3)$$

Fig.5, les profils des épaisseurs moyennes des films liquide obtenus expérimentalement sont comparés à la théorie de Nusselt en fonction du débit massique liquide pour chacune des vitesses massiques étudiées. A très faible vitesse massique, un excellent accord est obtenu entre les épaisseurs expérimentales et celles prédites par l'éq.3, indiquant que les hypothèses du modèle de Nusselt restent valables en écoulement de condensation convective. Lorsque la vitesse augmente, le profil d'épaisseur moyenne s'écarte de plus en plus de la loi de Nusselt. Ce comportement s'explique par l'augmentation de l'intensité des instationnarités observée expérimentalement lorsque  $G$  croît et qui n'est pas prise en compte par la théorie de Nusselt.

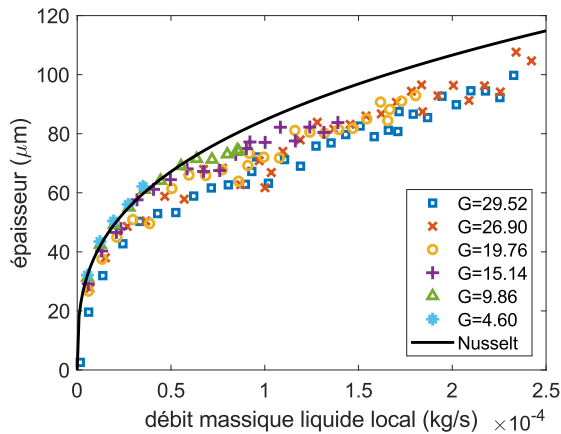


Figure 5 : Évolution de  $\delta$  en fonction de  $\dot{m}_L(z)$  pour différentes vitesses massiques

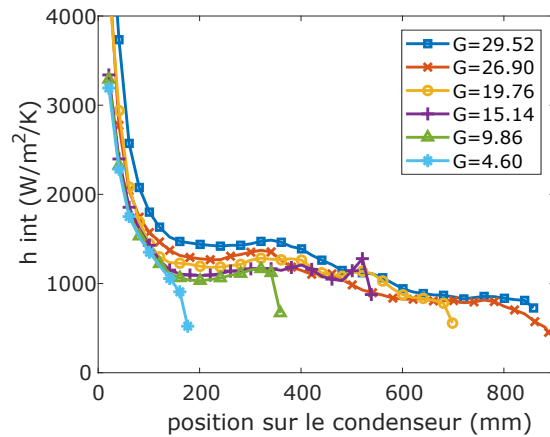


Figure 6 : Évolution longitudinale de  $h_{int}$  pour différentes vitesses massiques

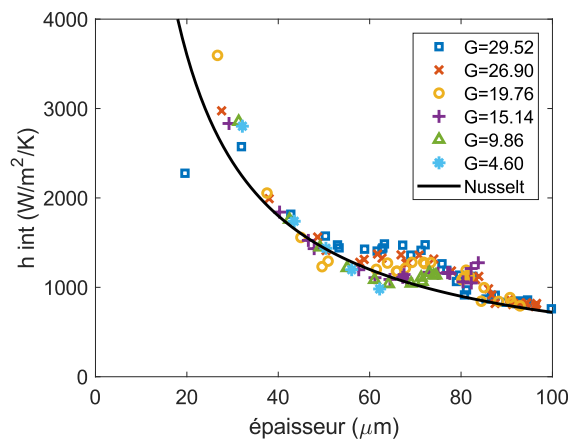


Figure 7 : Évolution de  $h_{int}$  en fonction de  $\delta$  pour différentes vitesses massiques

D'un point de vue des transferts de chaleur, des conclusions similaires peuvent être faites. Les résultats expérimentaux en terme de coefficient d'échange locaux sont reportés Fig.6. Pour les plus faibles valeurs de  $G$ , aucune influence de ce paramètre n'est observée sur l'évolution de  $h_{int}$  (à l'exception de la région proche du ménisque principal, en fin de zone de condensation). Ainsi les courbes obtenues pour  $G = 4,60, 9,86$  et  $15,14 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$  sont superposées l'une sur l'autre. Lorsque le débit est augmenté à des valeurs supérieures à  $15 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ , les courbes sont translatées vers le haut traduisant une amélioration du coefficient d'échange lorsque la vitesse massique augmente. Cette amélioration atteint localement des valeurs de l'ordre de 30% lorsque le débit est doublé. Cette augmentation relative est nettement supérieure à la variation relative de l'épaisseur du film constatée sur la Fig.5 pour cette même variation de  $G$ . On peut en conclure que l'intensification des transferts n'est pas due uniquement à l'amincissement des films de liquide, et que les instationnarités hydrodynamiques qui se développent participent certainement à améliorer les échanges. Il apparaît alors intéressant de tracer l'évolution du coefficient de transfert de chaleur interne obtenu expérimentalement en fonction de l'épaisseur moyenne de film de liquide mesurée (Fig. 7). L'évolution de ce coefficient d'échange dans un cas purement conductif (i.e., correspondant à Nusselt=1) est également reportée.

Globalement, les variations du coefficient d'échange expérimentales décroissent lorsque l'épaisseur augmente ; le comportement est de ce point de vue analogue à la prédiction de Nusselt. Deux remarques peuvent cependant être faites. La première concerne les points expérimentaux

correspondant aux épaisseurs les plus faibles ( $< 30 \mu m$ ), où (à l'exception d'un point) les coefficients d'échange expérimentaux sont plus élevés que ceux obtenus en conduction pure. Pour ces points expérimentaux, l'écart de température entre l'interface liquide-vapeur et la paroi est particulièrement faible. Malgré les précautions prises quant à l'étalonnage de l'instrumentation, l'incertitude sur les valeurs de  $h_{int}$  n'est alors pas négligeable et peut à elle seule expliquer les écarts à la loi de Nusselt. La seconde remarque concerne les points expérimentaux se situant dans la zone d'épaisseur moyenne [60-85]  $\mu m$ . Bien que très resserrée en terme d'épaisseur de film, cette zone couvre en fait une longueur de zone de condensation importante dans le tube, et cela d'autant plus que le débit est grand. Elle correspond à la région où les vagues naissent, s'amplifient, puis s'éteignent. Un accroissement sensible du coefficient d'échange en résulte, jusqu'à des valeurs de l'ordre de 30 % comme indiqué précédemment. Au delà de cette zone d'épaisseur moyenne, i.e., pour des épaisseurs  $> 85 \mu m$ , le coefficient d'échange devient indépendant de la vitesse massique et conforme à un échange purement conductif.

## 5. Conclusion

Les techniques développées de mesure de température par caméra infrarouge et d'épaisseur par capteur optique permettent de déterminer avec précision les transferts de chaleur et la répartition des phases liquide et vapeur au sein d'un écoulement de condensation. L'originalité du banc expérimental réside aussi dans sa capacité à extraire les variations locales des différentes grandeurs, depuis un titre massique égal à 1 jusqu'à la condensation complète. Dans la gamme de vitesse massique considérée, pour laquelle extrêmement peu de données sont disponibles dans la littérature, les résultats mettent en évidence un rôle non-négligeable des instationnarités hydrodynamiques au sein du film de liquide sur les transferts de chaleur, avec une intensification pouvant atteindre localement 30% dans le cas du HFE 7000. Ainsi, la théorie de Nusselt conduit à sous-estimer les coefficients d'échange dans la majeure partie du canal dès que ces instationnarités apparaissent et se développent. Ces travaux permettront par la suite de proposer des lois de dimensionnement pour des applications industrielles, une loi spécifique devra donc être développée prenant en compte ces effets.

## Références

- [1] P. Lavieille, L.P. Le Nguyen, J. Roy, M. Miscovic, B. Schlegel, J. Lluc, Mesures locales couplées du coefficient d'échange interne et de l'épaisseur de film de liquide en condensation convective, *Congrès Français de Thermique SFT 2019* (Nantes, 3-6 juin, 2019).
- [2] M. Beaumale, P. Lavieille, M. Miscovic, Métrologie infrarouge haute précision pour la détermination des coefficients de transfert en condensation convective, *Congrès Français de Thermique SFT 2021* (Belfort, 1-3 juin, 2021).
- [3] L.P. Le Nguyen, Effect of gravity on convective condensation at low mass velocity, Thèse de l'Université Paul Sabatier (France) et de l'Université de Padoue (Italie), 2017.
- [4] E. Da Riva, D. Del Col, Effect of gravity during condensation of R134a in a circular minichannel : VOF simulation of annular condensation, *Microgravity Sci. Technol.* 23 (2011) 87–97.
- [5] A. Berto, Experimental Investigation of Film condensation through innovative techniques, Thèse de l'Université de Padoue (Italie), 2020.
- [6] W. Nusselt, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, *Zeitschrift Des Vereines Dtsch. Ingenieure.* 60 (1916).

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'agence spatiale européenne pour le financement de ces recherches dans le cadre du MAP ENCOM4 ainsi qu'à l'entreprise Epsilon pour le financement de ces travaux de thèse.