

Etude d'un échangeur à surface d'échange évolutive: Analyses expérimentales locales des transferts

Cédric SEPTET^{1,2*}, Stéphane LAUNAY², Olivier LE METAYER², J.M. HUGO¹

¹TEMISTh SAS

Hôtel Technoptic - Technopôle de Château-Gombert - 2, rue Marc Donadille - 13453 Marseille

² Aix-Marseille Université - CNRS, IUSTI UMR 7343

13013 Marseille, France

* (auteur correspondant : cedric.septet@temisth.com)

Résumé - Les échangeurs de chaleur compacts et à hautes performances sont des composants clés de l'optimisation énergétique en industrie. Les nouvelles méthodes de production, comme la fabrication additive, offrent d'intéressantes perspectives pour concevoir et optimiser les échangeurs. Nous présentons dans cet article une méthodologie de diagnostic expérimental appliquée à un échangeur conçu par la société TEMISTh et produit par fabrication additive. Un banc expérimental est proposé et utilise la métrologie infrarouge pour analyser les phénomènes de transferts à partir des champs de températures locaux. Des calculs numériques sur un logiciel CFD viennent compléter le diagnostic et valider les modèles réduits d'échangeur proposés. L'analyse des résultats numériques et expérimentaux a permis de mettre en évidence l'importance de l'effet d'ailette, de la non-homogénéité du débit et de la configuration d'écoulement sur les performances de l'échangeur.

Nomenclature

A	surface d'échange, m^2	T	température, K ou $^{\circ}C$
a, b	demi-grand axe et demi-petit axe, m	u	vitesse d'écoulement, $m.s^{-1}$
C_p	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}K^{-1}$	U	coefficient d'échange global, $W.m^{-2}K^{-1}$
D, L	diamètre et longueur, m	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient d'échange local, $W.m^{-2}K^{-1}$	ε	efficacité d'échangeur
K	perméabilité hydraulique, m^{-2}	μ	viscosité dynamique, $Pa.s$
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}K^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	β	coefficient de résistance inertielle, m
m	paramètre d'ailette, <i>sans dimension</i>	η	rendement, <i>sans dimension</i>
P	pression, Pa	<i>Indices et exposants</i>	
p	périmètre, m	C, F	fluide chaud, fluide froid
\dot{Q}	puissance thermique, W	E, S	entrée, sortie
S	section de passage, m^2	P	picots
		B	base

1. Introduction et contexte de l'étude

Les besoins actuels en matière de coût de production, d'efficacité thermo-hydraulique et de compacité poussent les fabricants d'échangeurs à revoir leurs stratégies conventionnelles de conception et de production. Les voies d'amélioration appliquées aux échangeurs de chaleur, de l'échelle locale à celle du composant, sont nombreuses et demeurent un domaine porteur pour les fabricants. Pour chaque type d'échangeur, des méthodes d'intensification passives basées sur des mécanismes physiques précis permettent d'augmenter les transferts de chaleur et de masse. Pour les échangeurs monophasiques, la technique classique consiste à augmenter la surface d'échange et le coefficient d'échange thermique par l'ajout d'ailettes. Les techniques de fabrication additive permettent aujourd'hui aux ingénieurs d'accélérer leur phase de développement de produit par un prototypage rapide de structures complexes [1]. Elles offrent ainsi une plus grande liberté de conception par rapport aux procédés de fabrication classiques et représentent un véritable potentiel d'industrialisation. Les démarches

d'optimisation dans ce cadre-là portent habituellement sur la forme des ailettes et n'utilisent pas pleinement le potentiel qu'offre la fabrication additive. De plus, la configuration optimale est souvent déterminée pour des conditions aux limites fixes et ne prennent pas en compte le caractère évolutif des structures d'écoulement et des transferts thermiques. L'optimisation structurale des surfaces devient intéressante pour les concepteurs [2] mais elle nécessite de bien poser les conditions aux limites du problème pour optimiser un échangeur et son coût final. Le but de l'étude est de proposer une méthodologie expérimentale basée sur une approche composant et semi-locale pour analyser les transferts thermiques et les performances d'un échangeur. Elle s'applique à un concept d'échangeur intégrant une fonction support mécanique et des ailettes à orientation variable. La simulation numérique CFD directe vient compléter l'analyse du fonctionnement de l'échangeur et permettra de valider les modèles.

2. Caractérisation de l'échangeur

2.1. Etude de conception

Les échangeurs à plaques et ailettes sont très récurrents dans les applications industrielles impliquant une forte compacité et de faibles pincements de températures [3]. Le prototype HX_Plate (en figure 1) est un échangeur à plaques et ailettes constitué de trois canaux de 2,0 mm d'épaisseur (un central et deux périphériques). Selon le cahier des charges, les entrées et sorties de chaque fluide doivent être du même côté : chaque fluide effectue un passage en U. Dans chaque canal, un réseau de picots en forme d'ellipses assure la fonction d'ailette pour augmenter la surface d'échange et les coefficients d'échanges locaux. Ce type d'ailette offre une surface spécifique d'échange moins importante que les ailettes offset ou à persiennes mais reste plus simple à concevoir par fabrication additive. L'orientation et la densité des picots ont été ajustées pour homogénéiser l'écoulement dans chaque canal (voir figure 2).



Figure 1 : Prototype métallique de l'échangeur

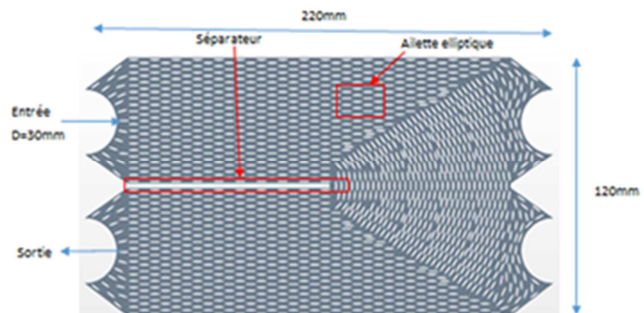


Figure 2 : Coupe CAO d'un canal de l'échangeur

2.2. Evaluation des performances thermiques

2.2.1. Puissance totale échangée

La puissance thermique échangée se calcule à partir du bilan enthalpique sur les deux fluides. En l'absence de stockage et des pertes thermiques négligeables, le bilan donne :

$$\dot{Q} = \dot{m}_F C_{p_F} (T_{F,S} - T_{F,E}) = \dot{m}_C C_{p_C} (T_{C,E} - T_{C,S}) \quad (1)$$

Une des caractéristiques importantes de l'échangeur à déterminer est le coefficient d'échange global de l'échangeur U. Celui-ci est obtenu avec la méthode DTLM comme suit :

$$\dot{Q} = F U A \Delta T_{LM} \quad (2)$$

Avec ΔT_{LM} , la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) obtenue pour un échangeur fonctionnant à contre-courant et F, un facteur correctif sur l'écart de température et dépendant de la structure d'écoulement des fluides dans l'échangeur.

2.2.2. Coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange thermique global de l'échangeur se détermine à partir de la somme des résistances thermiques induites par les transferts entre les deux fluides. On doit tenir compte du fait que l'on a deux canaux périphériques, donc deux fois la surface d'échange dans le canal central. Les échanges thermiques dans un élément de volume d'échangeur peuvent être représentés selon un modèle 1D en faisant l'hypothèse que les flux transverses sont négligeables. En supposant l'échangeur parfaitement isolé et la résistance thermique par conduction des plaques intermédiaires négligeable (résistance thermique induite de l'ordre de $10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$), la conductance globale UA pour notre prototype s'exprime de la manière suivante :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_C} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_F} \quad (3)$$

Avec η_0 , le rendement global de la surface d'échange, h le coefficient d'échange thermique et A la surface totale d'échange entre la paroi et le fluide.

2.2.3. Rendement d'ailette

Le rendement global de la surface d'échange traduit le rapport entre la puissance échangée et celle qui serait échangée par si l'ailette était à la température de la base. Il est directement lié au rendement thermique de l'ailette et au rapport entre la surface des ailettes et la surface d'échange totale. Le rendement de l'ailette traduit les effets de gradient de température. En se plaçant dans les conditions d'une ailette de longueur finie avec un flux négligeable à son extrémité, le rendement s'exprime de la façon suivante [3]:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_B}{A_B + A_p} (1 - \eta_p) = 1 - \frac{A_B}{A_B + A_p} \left(1 - \frac{\tanh(m_p L)}{m_p L} \right) \quad (4)$$

Avec L, la demi-longueur (canal central) ou longueur (canaux périphériques) de l'ailette. Pour une ailette ellipsoïde, le paramètre d'ailette m_p s'exprime de la façon suivante :

$$m_p = \sqrt{\frac{h p}{k S}} \approx \sqrt{\frac{h \sqrt{2(a^2 + b^2)}}{k a b}} \quad (5)$$

Avec k, la conductivité thermique du matériau solide (ici, $k=170 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), a le demi-grand axe et b le demi-petit axe de l'ellipse (forme élémentaire de l'ailette).

L'hypothèse de flux nul en bout d'ailette implique que la majorité du flux de chaleur est échangée au travers des picots et de la base. Pour cette condition, les deux surfaces externes de l'échangeur n'interviennent pas dans les échanges thermiques, et la température du fluide est, si c'est le cas, la température à la base de l'échangeur doit être proche de la température du fluide circulant dans le canal périphérique.

2.3. Définition d'un modèle réduit

2.3.1. Modèle à un canal

L'échangeur se distingue par une configuration particulière où l'entrée et la sortie des fluides sont situées du même côté. Les deux configurations d'écoulement possibles sont thermiquement indéfinissables à l'échelle globale. En basant l'analyse sur une approche composant, et si on scinde l'échangeur en deux, on obtient un comportement localement contre-courant si les entrées sont du même côté et avec un comportement localement co-courant dans l'autre cas. Ces deux cas sont illustrés ci-dessous :

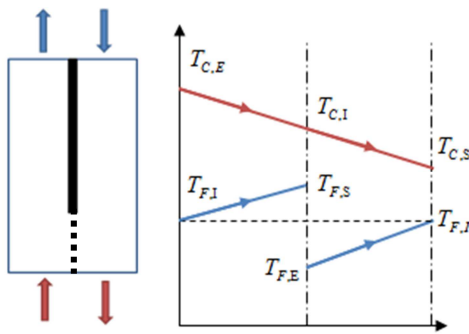


Figure 3 : Schématisation de l'échangeur en configuration localement co-courant

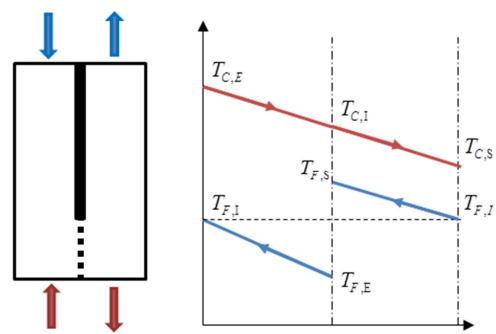


Figure 4 : Schématisation de l'échangeur en configuration localement contre-courant

Le premier modèle réduit proposé pour le prototype est un modèle assimilant l'échangeur à un simple canal droit avec une température intermédiaire correspondant à la température moyenne au tournant. Ce modèle admet l'hypothèse forte selon laquelle le débit massique est uniformément réparti dans chaque section du canal. On pose une valeur initiale de température de fluide froid intermédiaire (la température intermédiaire de fluide chaud est obtenue par bilan enthalpique) afin de calculer le DTLM et le UA dans chaque portion. En ayant un débit identique par canal dans l'échangeur, on impose une valeur de coefficient d'échange identique dans chaque canal et la conductance est la même dans les deux portions de l'échangeur. Un processus itératif permet de déterminer les températures de fluides intermédiaires adéquates pour avoir un UA identique dans les deux moitiés de canal. Le coefficient d'échange est alors obtenu avec l'équation 3 en supposant que le rendement d'ailette est proche de 1. On compare ensuite la valeur de température intermédiaire côté fluide froid avec la valeur obtenue par la métrologie infrarouge présentée au chapitre 3.

2.3.2. Modèle à canaux multiples

Un second modèle est proposé afin de prendre en compte des effets de maldistribution du débit massique dans les sections, néfastes pour les performances de l'échangeur. Ce dernier est assimilé à un système à multiples canaux en parallèle. La représentation schématique de ce modèle est donnée en figure 5. Les valeurs de conductance thermique globale permettront de remonter à un profil de coefficient d'échange thermique en fonction de l'axe Y.

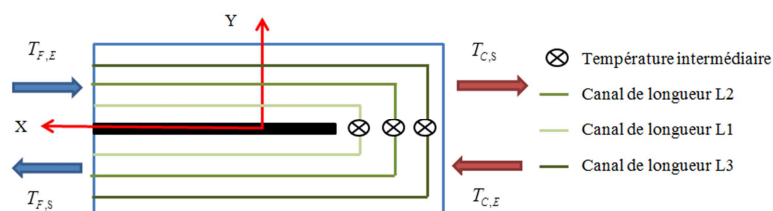


Figure 5 : Schématisation du modèle d'échangeur à canaux multiples

Selon ce modèle semi-local, la perte de charge dans chaque canal est identique, correspondant ici à la perte de charge entrée-sortie de l'échangeur. Le débit massique passant dans chaque canal dépend alors de la longueur parcourue. Ainsi, chaque canal du modèle possède sa vitesse d'écoulement et donc sa propre valeur de conductance thermique. Pour estimer les vitesses débitantes, chaque canal est assimilé à un domaine poreux équivalent où l'écoulement est régi par la loi de Darcy-Forchheimer, valable pour des écoulements stationnaires à faibles vitesses de filtration et quasiment uniforme en longueur :

$$-\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K}u + \rho\beta u^2 \quad (6)$$

En connaissant la longueur de chaque canal et la perte de charge obtenue expérimentalement, la solution analytique pour cette loi est la suivante :

$$u(y) = \frac{\sqrt{\left(\frac{\mu}{K}\right)^2 + 4\rho\beta \frac{\|\Delta P\|}{L(y)} - \frac{\mu}{K}}}{2\rho\beta} \quad (7)$$

Comme la densité de picots est différente dans le virage, les valeurs de perméabilité et de coefficient de résistance inertielle sont des valeurs moyennées sur la longueur. La procédure de calcul des propriétés de transferts thermiques présentée en paragraphe 2.3.1 est appliquée à chaque canal. Les propriétés macroscopiques des milieux équivalents représentant les ailettes dans le canal droit et dans le virage ont été obtenues dans une étude complémentaire.

3. Diagnostic expérimental et outil numérique

3.1. Présentation du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental mis en place pour cette étude doit nous permettre de déterminer, en régime permanent, les caractéristiques du composant échangeur (conductance, facteur de perte de charge, etc.), ses performances thermiques et hydrauliques pour différents débits (et rapports de débit entre canaux) et différentes températures de fonctionnement, et d'enregistrer la cartographie 2D des températures sur une des faces externes de l'échangeur. Le schéma de ce dispositif est présenté en figure 6.

Le banc expérimental consiste en deux boucles d'eau distillée fermées et connectées à deux bains thermostatés. Dans tous les cas, la boucle chaude est reliée au canal central et la boucle froide aux canaux périphériques. Il est équipé d'une chaîne d'acquisition de mesures analogiques comprenant les températures d'entrée et de sortie de fluide dans le canal central et les canaux externes mesurées avec des thermocouples de type K ou T (avec une incertitude de ± 0.15 K) et le débit massique côté canal central mesuré à l'aide d'un débitmètre à prise de tension. Le débit massique total dans les canaux externes est mesuré à l'aide d'un débitmètre électromagnétique où le relevé du débit en l/h (précision relative de $\pm 0.15\%$ de la mesure) s'effectue par lecture directe. On supposera pour le post-traitement que chaque canal périphérique est alimenté par le même débit massique. Une mesure de perte de charge avec un boîtier différentiel est effectuée pour le circuit du canal central.

Pour les mesures infrarouges, la face arrière de l'échangeur est nettoyée et une couche de peinture acrylique noire est appliquée pour obtenir une surface ayant une émissivité proche de l'unité. La visualisation et l'enregistrement des champs de températures (précision de $\pm 0,2$ K) en face arrière se fait avec la caméra infrarouge FLIR SC6000 et le logiciel ResearchIR.

3.2. Protocole expérimental

Les essais sont effectués avec un débit égal par canal de sorte à avoir le même coefficient d'échange dans chaque canal. Au préalable, l'ensemble des capteurs sont étalonnés et, avant chaque série de test, une mesure de référence est prise pour la caméra IR avec une consigne à 20°C pour les bains thermostatés. La prise de mesures et l'enregistrement des séquences données par caméra infrarouge sont effectués lorsque le régime d'équilibre est atteint.

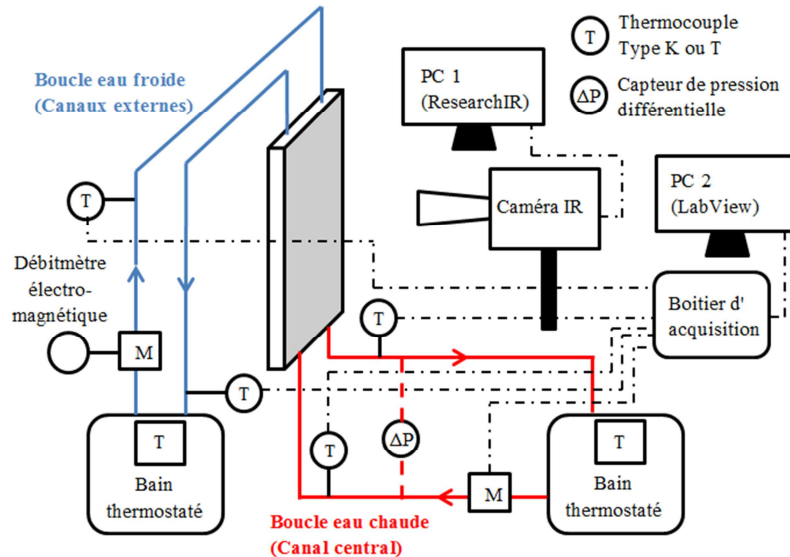


Figure 6 : Schéma du dispositif expérimental avec échangeur localement co-courant

Les séquences sont enregistrées sur une durée de 10 secondes à une fréquence de 30 Hz. Un programme Matlab est utilisé pour post-traiter les séries d'images extraites du logiciel. L'ensemble des images des séquences sont moyennées pour ne retenir qu'une seule image. On soustrait les valeurs de l'image de référence à celles de l'image de la mesure pour ne retenir que les écarts de températures, filtrés d'éventuels défauts d'émissivités.

3.3. Modélisation CFD

Pour vérifier les données issues des modèles, des simulations numériques ont été effectuées à l'aide du logiciel CFD StarCCM+ sur la géométrie CAO complète du prototype. La résolution de l'écoulement couplée aux transferts thermiques est réalisée en régime stationnaire avec un solveur utilisant la méthode des volumes finis dans les cas d'écoulements laminaires. Une étude de sensibilité au maillage est préalablement menée pour définir les paramètres adéquats pour l'outil mailleur. Une condition limite de débit massique et de température est imposée aux entrées des distributeurs et une condition de pression est imposée aux sorties. Les surfaces de l'enveloppe externe de l'échangeur sont adiabatiques.

4. Analyse des résultats

4.1. Configuration d'écoulement

L'échangeur est testé selon les deux configurations d'écoulements cités au paragraphe 2.3.1 pour plusieurs températures d'entrée dans la boucle chaude. La température d'entrée dans la boucle froide est fixée à 20°C. La figure 7 donne l'efficacité de l'échangeur pour les différents cas testés. On constate que l'échangeur localement co-courant est plus performant qu'en localement contre-courant. L'efficacité de l'échangeur est par ailleurs indépendante des températures d'entrée. La caractérisation globale de l'échangeur à contre-courant pourrait laisser croire que la conductance thermique n'est pas performante pour cette configuration.

Cependant, l'analyse des champs de températures par métrologie IR et les résultats des calculs CFD permettent de justifier que cette faible efficacité est en fait corrélée à une mauvaise exploitation des écarts de température avec une inversion des échanges thermiques entre les fluides dans la seconde partie de l'échangeur.

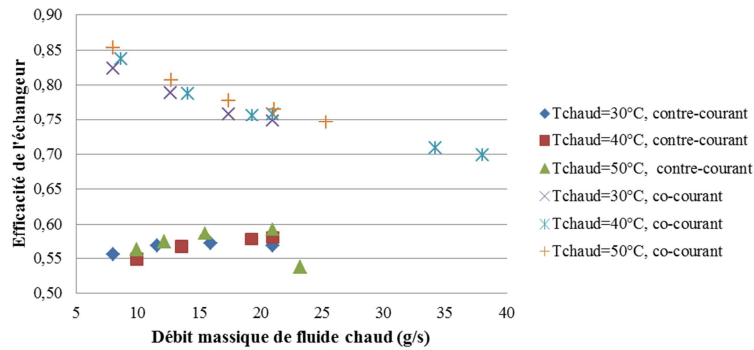


Figure 7 : Efficacité de l'échangeur en fonction du débit massique dans le canal central

4.2. Effet d'ailette

Il s'agit maintenant de vérifier si l'image thermique obtenue par caméra infrarouge est bien représentative de la température du fluide. Cela revient à quantifier l'effet d'ailette. En utilisant le modèle à un canal, on détermine la température intermédiaire dans le canal périphérique que l'on compare aux résultats issus de la caméra et des calculs numériques. Pour notre point de référence, la synthèse des résultats obtenus est donnée dans le tableau 1.

	\dot{Q} W	T_{CS} °C	T_{FS} °C	T_{CI} °C	T_{FI} °C	ε %
Mesures	1980	27,3	31,4			76
Caméra IR					28,5	
Modèle 1				36,1	24,5	
CFD	1994	26,2	31,5	34,8	24,7	78

Tableau 1 : Résultats obtenus pour le point de référence ($T_{FE}=20^{\circ}\text{C}$, $T_{CE}=50^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_C=21,0\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$)

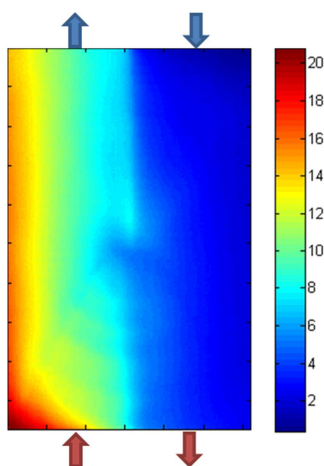


Figure 8 : Ecart de températures en face arrière obtenue par caméra infrarouge

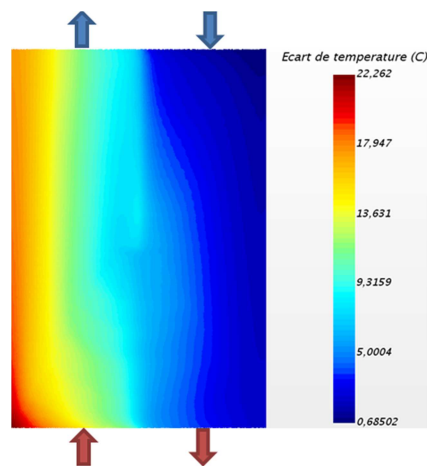


Figure 9 : Ecart de températures en face arrière obtenue par simulation numérique

Les données issues de l'expérience et du modèle à un canal sont très proche de celles issues des calculs numériques. Les cartographies d'écarts de température en face arrière pour

l'expérience (figure 8) et la simulation (figure 9) sont qualitativement et quantitativement très similaires (valeur maximale relevée par la caméra = 20,85°C). La température intermédiaire obtenue avec l'image thermique post-traitée est supérieure à celle prédite par le modèle. Sans effet d'ailette dans la plaque intermédiaire, la face arrière devrait être plus froide que le fluide. Les résultats numériques indiquent des écarts de température entre fluide et solide allant de 1,5°C en moyenne dans la zone d'écoulement hors virage, jusqu'à 4°C dans le virage. Ces écarts se justifient par l'importance de l'effet d'ailette qui draine une partie du flux de chaleur du canal chaud vers les surfaces externes de l'échangeur. Il faut prendre cet effet en compte dans la valeur de la surface d'échange pour le calcul de la conductance et, de surcroît, pour l'estimation du coefficient d'échange thermique.

4.3. Distribution de vitesse

La figure 10 compare les profils de vitesses locales en section estimées par le modèle à canaux multiples et issues des calculs CFD. Le modèle à canaux multiples permet également de déduire un profil de coefficient d'échange en fonction de la distance séparateur-bord d'échangeur (voir figure 11). Ce profil peut expliquer les gradients de températures dans les sections du canal.

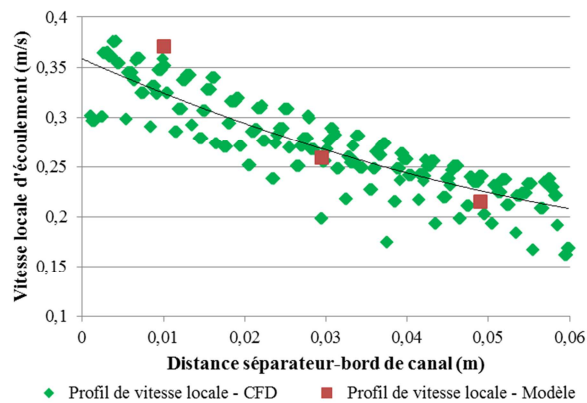


Figure 10 : Comparaison des profils de vitesse locale en section - modèle et CFD

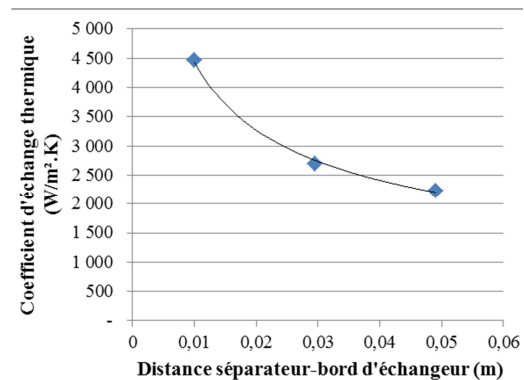


Figure 11 : Profil local de coefficient d'échange local - modèle à canaux multiples

5. Conclusion et perspectives

Une méthodologie expérimentale rapide et simple a été proposée et ainsi que des modèles réduits basés sur une approche composant et semi-locale pour caractériser les performances d'échangeur monophasique particulier en régime laminaire. Une analyse des champs de températures obtenues par caméra infrarouge couplée aux résultats précédents ont permis de mettre en évidence différents phénomènes impactant le fonctionnement et les performances de l'échangeur (distribution du débit, effet d'ailette, inversion du sens de l'échange thermique etc.). Les résultats issus de cette méthodologie nous permettent également d'élaborer des pistes d'optimisation dans la perspective de conception d'un second prototype.

Références

- [1] S. M. Thompson, Z. S. Aspin, N. Shamsaei, A. Elwany, L. Bian, Additive manufacturing of heat exchangers: A case study on a multi-layered Ti-6Al-4V oscillating heat pipe, *Additive manufacturing*, 8 (2015), 163–174
- [2] B. Cárdenas, S. Garvey, B. Kantharaj, M. Simpson, Parametric investigation of a non-constant cross sectional area air to air heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 113 (2017), 278–289
- [3] K. Thulukkanam, *Heat exchanger design handbook - 2nd ed.*, CRC Press-Taylor&Francis, (2013)