

Caractérisation des performances thermohydrauliques de fluides caloporteurs en régimes de convection forcée et mixte dans un écoulement interne.

Characterization of the thermal-hydraulic performance of heat-transfer fluids in forced and mixed convection regimes in an internal flow.

Saba CHAMOUN, Catalin POPA, Stéphane FOHANNO*

Institut de Thermique, Mécanique, Matériaux (ITheMM),
Université de Reims Champagne-Ardenne, U.F.R. Sciences Exactes et Naturelles - Campus du Moulin
de la Housse - Boîte Postale 1039 - 51687 REIMS Cedex 2

*(auteur correspondant : stephane.fohanno@univ-reims.fr)

Résumé - L'objectif de cette étude est la caractérisation expérimentale des performances thermohydrauliques des fluides caloporteurs. Celles-ci sont évaluées sur un banc d'essai d'échangeur de laboratoire s'appuyant sur une méthode de mesure du coefficient d'échange convectif par thermographie infrarouge développée en interne. Nous présentons les résultats de mesures réalisées pour l'eau dans une configuration d'écoulement interne, en régimes de convection forcée et mixte. L'impact de l'établissement thermique et du régime de convection sur la performance énergétique sera analysé.

Abstract - The aim of this study is to experimentally characterize the thermal-hydraulic performance of heat transfer fluids. This performance is evaluated on a laboratory heat exchanger test bench, using an in-house-developed method of measuring the convective heat transfer coefficient using infrared thermography. We present the results of measurements carried out for water in an internal flow configuration, in forced and mixed convection regimes. The impact of thermal development and convection regime on energy performance will be analyzed.

Nomenclature

Lettres

C_p	capacité thermique massique, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
d	diamètre, m
g	accélération gravitationnelle, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
h	coefficient d'échange convectif, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
I	intensité du courant, A
k	conductivité thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
L	longueur, m
q''	densité de flux de chaleur, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
Q_m	débit massique, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
T	température, K
U	tension, V
V	vitesse, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x	coordonnée axiale, m

Symboles grecs

ΔP	pertes de charge, Pa
ε	rugosité absolue, m
λ	coefficient de perte de charge

ρ	masse volumique, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
μ	viscosité dynamique, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
ν	viscosité cinématique, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
β	coefficient de dilatation thermique (K^{-1})

Nombres sans dimension

Gz	nombre de Graetz
Re_D	nombre de Reynolds
Pr	nombre de Prandtl
Ra^*	nombre de Rayleigh modifié
Ri^*	nombres de Richardson modifié
Gr^*	nombre de Grashof modifié

Indices et exposants

a	ambiant
c	chauffée
e	extérieur
i	intérieur
p	paroi
x	valeur locale

1. Introduction

Les changements climatiques et la diminution des énergies fossiles poussent à repenser notre approche de la production et de la consommation d'énergie. Dans ce contexte, les échangeurs thermiques jouent un rôle essentiel dans divers domaines industriels et technologiques. Aussi, le développement de techniques de transfert de chaleur efficaces est devenu important en raison de la demande croissante de refroidissement et de la miniaturisation des composants. Le travail présenté dans cette communication vise à développer un banc d'essai de laboratoire aux conditions thermiques bien contrôlées pour la caractérisation expérimentale des performances thermohydrauliques des fluides caloporteurs en convection mixte ou forcée. Cette évaluation s'appuie sur une méthode de mesure du coefficient d'échange convectif par thermographie infrarouge développée au sein de l'équipe de recherche.

Le chauffage de la paroi du tube induit de la convection mixte, puisque la masse volumique du fluide varie en fonction de la température. Les effets de la convection mixte augmentent non seulement le transfert de chaleur, mais réduisent également la longueur d'établissement thermique et peut provoquer une transition plus rapide vers un écoulement turbulent [1].

La cartographie du régime d'écoulement est importante afin de déterminer si les effets de la convection naturelle sont négligeables, c'est-à-dire s'il s'agit d'une convection forcée, ou s'ils sont importants, c'est-à-dire s'il s'agit d'une convection mixte. Il faut prendre cela en considération lors du choix des équations appropriées, en particulier pour les cas de transfert de chaleur dans le régime laminaire. Metais et Eckert [2] ont développé deux cartes des régimes pour l'écoulement vertical et horizontal. Ces résultats montrent que la limite entre la convection forcée et la convection mixte a été définie lorsque la différence entre les coefficients de transfert de chaleur ne dépassait pas 10 %. Ghajar et Tam [3] ont été les premiers à développer une carte de convection pour des tubes horizontaux avec différentes géométries d'entrée, chauffés avec un flux de chaleur constant. La transition entre la convection forcée et la convection mixte était basé sur le rapport des coefficients de transfert de chaleur locaux au sommet (h_s) et à la base (h_b) du tube. Ces résultats montrent que la convection mixte domine lorsque le rapport $\frac{h_s}{h_b} \leq 0,8$. Tam et al. [4] ont amélioré la carte de Ghajar et Tam [3] en identifiant cinq régimes de convection : turbulente forcée, transition forcée, transition mixte, laminaire forcée et mixte. Bien que ces résultats soient exacts pour les fluides ayant un nombre de Prandtl élevé, ils deviennent inexacts dès que le nombre de Prandtl et le diamètre du tube diminuent. Everts et Meyer [5] ont étudié la transition entre la convection forcée et la convection mixte pour des fluides ayant différents nombres de Prandtl, notamment l'eau, s'écoulant dans des tuyaux ayant une large gamme de diamètres internes. Ils ont développé six cartographies, pour les régimes thermiquement établis et non établis, de la transition de convection en fonction du flux de chaleur représenté par le nombre de Grashof modifié. Deux de ces cartographies concernent les régimes thermiquement établis et non établis, et sont développées en fonction des nombres de Rayleigh (Ra^*) et de Richardson modifiés (Ri^*) ainsi que du nombre de Graetz (Gz) où :

$$Ra^* = Gr^* Pr \quad (1)$$

$$Ri^* = \frac{Gr^*}{Re^2} \quad (2)$$

$$Gz = \frac{Re Pr d_i}{x} \quad (3)$$

Avec Pr : nombre de Prandtl, Re : nombre de Reynolds et Gr^* : nombre de Grashof modifié définis par :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4)$$

$$Re = \frac{\rho V d_i}{\mu} \quad (5)$$

$$Gr^* = \frac{g \beta q'' d_i^4}{v^2 k} \quad (6)$$

D'après les résultats de Everts et Meyer [5], le régime de l'écoulement est en convection forcée si $Ri^* \left(\frac{x}{d_i} \right) < 1,64$ et $\frac{Ra^*}{Gz} < 4038$.

Dans cet article, nous présenterons les résultats de mesures expérimentales réalisées sur notre banc d'essai dans une configuration d'écoulement interne dans un tube circulaire, en régimes de convection forcée et de convection mixte. Les régimes laminaire, transitionnel et turbulent seront étudiés. Les résultats seront confrontés aux données de la littérature. L'influence de l'établissement thermique et de la nature du régime de convection (mixte ou forcée) sur la performance de l'échange thermique sera analysée.

2. Modélisation des comportements dynamique et thermique

L'évaluation de la performance énergétique des fluides caloporteurs nécessite la détermination de deux paramètres principaux : le coefficient d'échange convectif h et la perte de charge ΔP . L'échange convectif est représenté par le nombre de Nusselt Nu :

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \quad (7)$$

Les pertes de charge sont représentées par le coefficient de perte de charge λ :

$$\lambda = \frac{2\Delta P d_i}{\rho V^2 L_p} \quad (8)$$

En présence de convection forcée, ces deux nombres adimensionnels dépendent du nombre de Reynolds. En régime laminaire, lorsque l'écoulement est dynamiquement établi, le coefficient de perte de charge dans une conduite est défini par la loi de Poiseuille [6]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

Même lorsque l'écoulement est dynamiquement établi, il est difficile d'obtenir un établissement thermique. Dans ce cas, le nombre de Nusselt varie avec la distance axiale x du début du chauffage et peut être déterminé en utilisant la corrélation théorique de Kays et Crawford [7]:

$$Nu_x = \left[\frac{11}{48} - \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\exp(-2\gamma_m^2 Gz^{-1})}{A_m \gamma_m^4} \right]^{-1} \quad (10)$$

Où A_m et γ_m sont respectivement des constantes et des valeurs propres déterminées par Kays et Crawford.

En régime turbulent, il n'existe pas de relation théorique permettant de déterminer Nu et λ . En revanche, de nombreuses corrélations empiriques, présentées dans le Tableau 1, permettent d'estimer le coefficient de perte de charge ainsi que le nombre de Nusselt.

λ	Filonenko [8]	$\lambda = [1,82 \log(\text{Re}_D) - 1,64]^{-2}$	Conduite lisse
	Colebrook [9]	$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left(\frac{2,51}{\text{Re}_D \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon/d_i}{3,7} \right)$	Conduite rugueuse
Nu	Gnielinski [10]	$\text{Nu} = \frac{\frac{\lambda}{8}(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \left(\frac{\text{Pr}^2}{\text{Pr}_p^3} - 1 \right)}$	
	Meyer et al. [11]	$\text{Nu} = 0,018 \text{Re}_D^{-0,25} (\text{Re}_D - 500)^{1,07} \text{Pr}^{0,42} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_p} \right)^{0,11}$	

Tableau 1 : Corrélations donnant le coefficient de perte de charge et le nombre de Nusselt en régime turbulent

3. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental illustré à la figure 1 est un circuit thermo-hydraulique utilisé pour mesurer le coefficient d'échange convectif et les pertes de charge du fluide qui circule à l'intérieur, afin d'analyser la performance énergétique de ces fluides caloporteurs. Le développement du banc d'essai se base sur de précédents travaux réalisés en interne [12]. Le dispositif est composé d'un réservoir, placé dans un bain à ultrasons, où le fluide est stocké, de deux pompes Moineau (pour de faibles débits de 0,02 à 0,1 $m^3.h^{-1}$ et de grands débits de 0,1 à 0,5 $m^3.h^{-1}$), d'un serpentin immergé dans un bain thermostaté permettant de réguler la température d'entrée dans la zone de test à $T_i = 20^\circ C$, correspondant à la température ambiante (T_a). Ce choix vise à limiter les échanges thermiques avec l'ambiance de la pièce. Le banc d'essai comprend aussi un débitmètre massique à effet Coriolis (0-700 $kg.h^{-1}$ avec une précision de 0,05% de la valeur mesurée) qui permet de mesurer le débit massique, la masse volumique et la température du fluide à la sortie de la zone de test.

Le circuit est constitué de deux tubes identiques en acier inoxydable de diamètre interne $d_i = 10 mm$ et de diamètre extérieur $d_e = 12 mm$, d'une longueur (L) de 3 m chacun. Le tube supérieur est chauffé par effet Joule, via une alimentation électrique, sur une longueur L_c égale à 2m. Le chauffage commence à 1m du début de ce tube pour assurer que l'écoulement soit dynamiquement établi en entrée de la zone chauffée. Le régime ne peut être thermiquement établi en raison de la longueur réduite de la zone de chauffage et de la condition de flux imposé. Une pince ampèremétrique (0 - 400 A avec une précision de $\pm 0,5A \pm 2,5\%$) est utilisée pour mesurer l'intensité tandis que la tension est mesurée directement (0 - 5 V avec une précision de 0,1% de l'étendue de mesure). Le tube non chauffé est placé en amont pour servir de référence de température. Les deux tubes sont recouverts d'une peinture noire mate d'une émissivité de 0,93, ce qui permet d'enregistrer la température de surface des parois extérieures à l'aide d'une caméra thermique (FLIR modèle A6751, résolution de 640×512 pixels, gamme spectrale de 3 à 5 μm , NETD $\leq 20 mK$ à $20^\circ C$). La caméra est montée sur un rail pour mesurer le coefficient d'échange convectif local sur toute la longueur du tube. Un transmetteur de pression différentielle (0 - 350 mbar avec une précision de 0,04% de l'étendue de mesure) est utilisé pour mesurer la perte de charge entre l'entrée et la sortie du tube chauffé. Tous les instruments de mesures sont reliés à la centrale d'acquisition GRAPHTEC pour l'enregistrement des mesures.

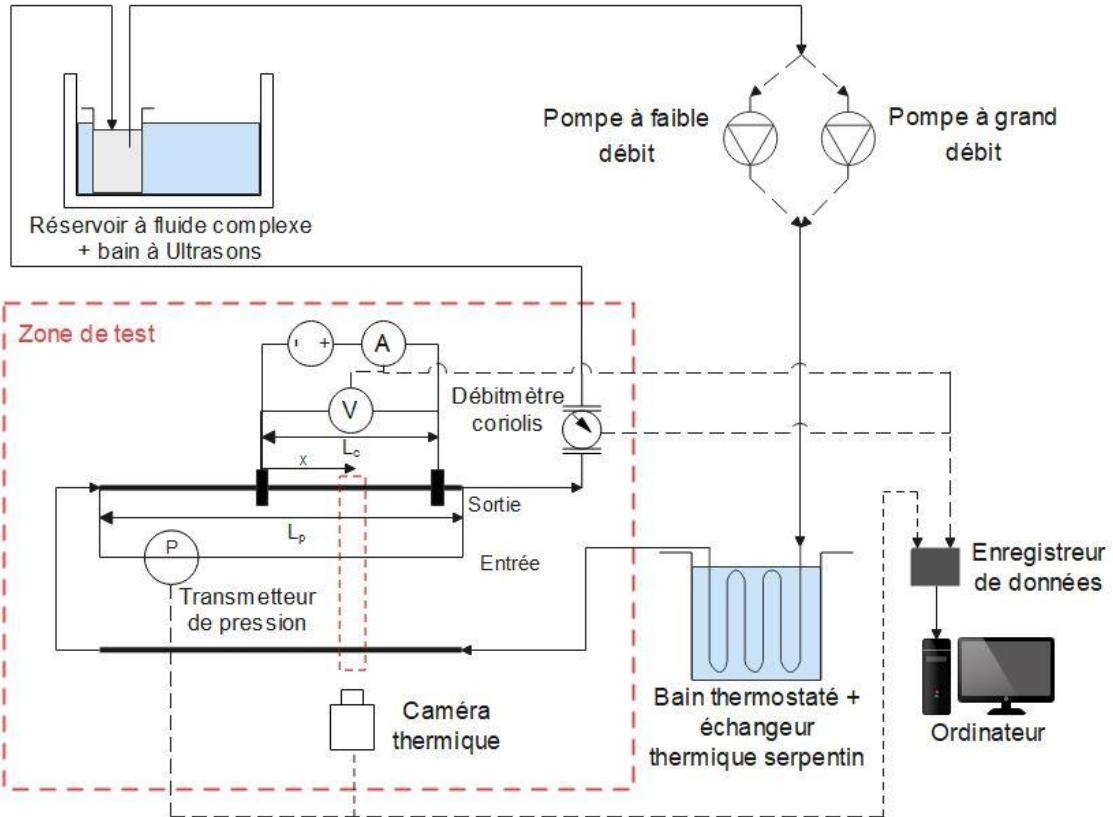


Figure 1 : Dispositif expérimental

Le coefficient d'échange convectif est déterminé à partir d'un bilan thermique sur le tube après une excitation électrique augmentant la température de la paroi externe d'une valeur ΔT . La température de la paroi du tube non chauffé correspond à la température du fluide entrant dans le tube chauffé T_i . Comme les tubes ne peuvent pas être thermiquement isolés, les pertes thermiques vers l'environnement sont estimées à partir de la corrélation de Churchill [13] pour les pertes convectives et à partir de l'équation de Stefan-Boltzmann pour les pertes radiatives. Lors de ces expériences, la valeur du coefficient d'échange global (h_e) est toujours d'environ $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Connaissant la température locale $T_e(x)$ de la paroi externe du tube chauffé, la température ambiante T_a et, en supposant que la densité de flux de chaleur q'' est constante sur toute la longueur de chauffage L_c , le coefficient d'échange convectif local est déterminé à l'aide de l'équation suivante :

$$h_i(x) = \frac{UI - h_e \pi d_e L_c (T_e(x) - T_a)}{\pi d_i L_c \left(T_e(x) - \frac{p}{4k} \left(\left(\frac{d_e}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \right) - T_i - \frac{px}{L_c Q_m C_p} \right)} \quad (11)$$

4. Résultats et discussion

La figure 2 illustre l'évolution du coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau à $x/d_i = 19$. Les résultats montrent que les mesures sont en bon accord avec la loi de Poiseuille [6] en régime laminaire et les corrélations de Filonenko [8] et Colebrook [9] en régime turbulent.

La figure 3 montre l'évolution de nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds à $x/d_i = 19$. En régime laminaire, les résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds car l'écoulement n'est pas thermiquement établi. Les mesures sont en bon accord avec la corrélation théorique de Kays et Crawford [7]. En régime turbulent, les

mesures sont en bon accord avec les corrélations empiriques de Gnielinski [8] et de Meyer *et al.* [11].

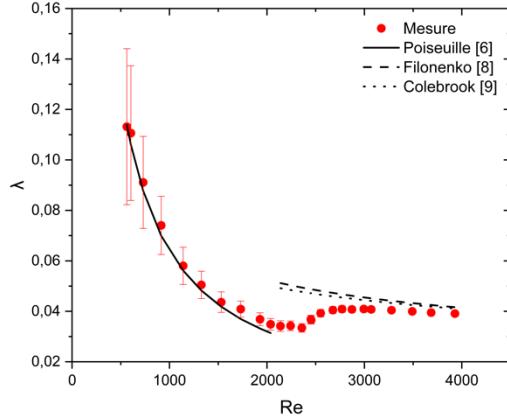


Figure 2 : Coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau à $x/d_i = 19$

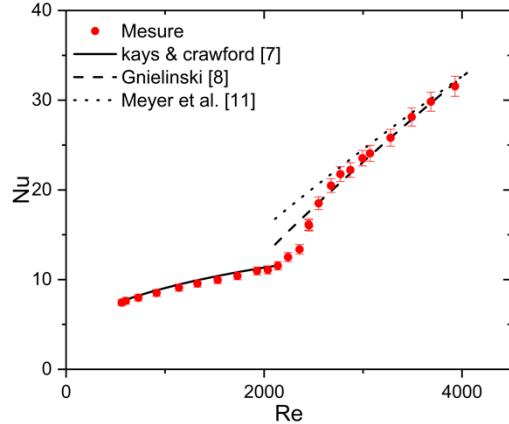


Figure 3 : Évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour l'eau à $x/d_i = 19$

Les figures 4a et 4b montrent l'évolution du nombre de Nusselt local à différentes distances du début du chauffage (de $x/d_i = 19$ à 179), à différents nombres de Reynold (550, 900, 1300 et 1800) et deux densités de flux de chaleur pour chaque Re.

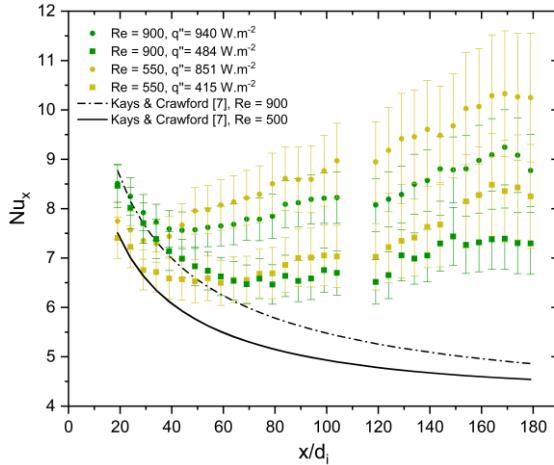


Figure 4a

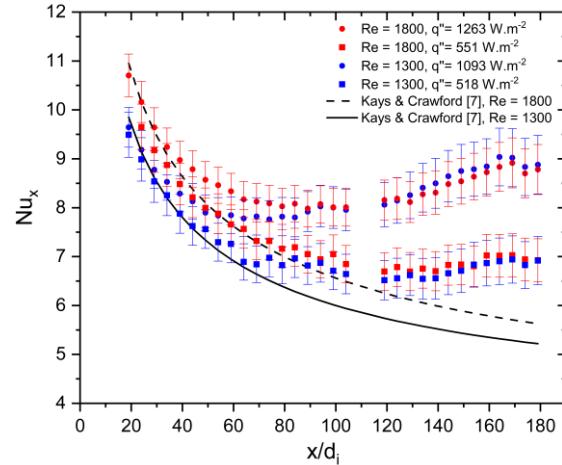


Figure 4b

Figure 4 : Évolution du nombre de Nusselt local en fonction de $\frac{x}{d_i}$ pour différents Re et différentes densités de flux de chaleur

Les résultats de la figure 4 montrent que le nombre de Nusselt local diminue respectivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la distance du début de chauffage. Quand la valeur de x/d_i augmente, la valeur de Nu_x diminue en accord avec la corrélation théorique de Kays et Crawford [7] tant que le régime de convection reste forcé. En revanche, après une certaine valeur de x/d_i , dépendante du nombre de Reynolds et q'' , les mesures divergent de la théorie sous l'effet de la convection mixte. Ainsi, pour un Re donné, quand la densité de flux de chaleur augmente, le nombre de Nusselt local s'éloigne plus rapidement de la corrélation théorique de Kays et Crawford [7] et est plus élevé car les effets de la convection naturelle

deviennent de plus en plus importants. Le même phénomène est mis en évidence par les résultats de Meyer et Everts [14]. Le régime de convection mixte apparaît d'autant plus en amont sur la zone chauffée que la densité de flux de chaleur est importante et que le nombre de Reynolds est faible. Pour $\text{Re} = 550$, la transition vers la convection mixte aura lieu à $\frac{x}{d_i} \approx 30$ pour $q'' = 415 \text{ W.m}^{-2}$ et à $\frac{x}{d_i} \approx 20$ pour $q'' = 851 \text{ W.m}^{-2}$. En revanche, Pour $\text{Re} = 1800$, la transition aura lieu à $\frac{x}{d_i} \approx 90$ pour $q'' = 551 \text{ W.m}^{-2}$ et à $\frac{x}{d_i} \approx 40$ pour $q'' = 1263 \text{ W.m}^{-2}$.

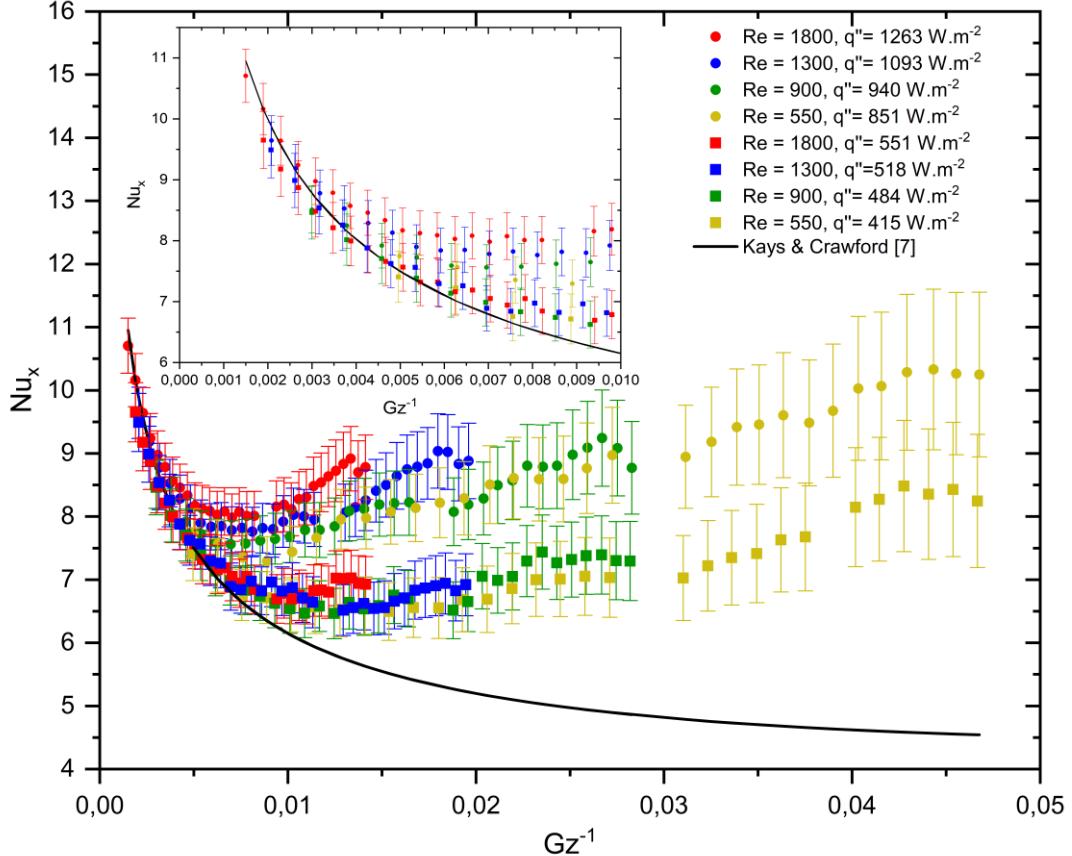


Figure 5 : Evolution du nombre de Nusselt local en fonction de Gz^{-1} pour différents nombres de Reynolds en régime laminaire et pour différentes densités de flux de chaleur

La figure 5 montre l'évolution de nombre de Nusselt local en fonction de l'inverse du nombre de Graetz ce qui permet de regrouper sur une courbe unique l'évolution du Nu_x en convection forcée en régime laminaire [7]. Nu_x diminue avec l'augmentation de l'inverse du nombre de Graetz sur le tout début de la zone chauffée correspondant au régime de convection forcée. Cependant, on note très rapidement un écart important avec le résultat théorique de Kays et Crawford [7] qui indique l'apparition de la convection naturelle. Le régime de convection mixte apparaît d'autant plus tôt que la densité de flux de chaleur est importante et que le nombre de Reynolds est faible.

5. Conclusion

L'objectif de cette étude est la caractérisation expérimentale des performances thermohydrauliques des fluides caloporteurs. Celles-ci sont évaluées sur un banc d'essai d'échangeur de laboratoire s'appuyant sur une méthode de mesure du coefficient d'échange convectif par thermographie infrarouge développée en interne. Les résultats présentés pour

l'eau ont permis une validation du banc d'essai en termes de pertes de charge et d'échange convectif. Les résultats sur l'échange thermique montrent, en particulier, une transition rapide vers un régime de convection mixte qui devient majoritairement présent sur la zone chauffée jusqu'à doubler l'échange thermique par rapport à la convection forcée. Ce régime de convection mixte apparaît d'autant plus tôt que la densité de flux de chaleur est importante et que le nombre de Reynolds est faible. Ces résultats pourront servir de base de comparaison lors d'essais sur d'autres fluides caloporteurs.

Références

- [1] H.A. Mohammed, Y.K. Salman, The effects of different entrance sections lengths and heating on free and forced convective heat transfer inside a horizontal circular tube, *Int. Com. in Heat and Mass Transfer*, 34 (2007) 769–784. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.03.005>.
- [2] B. Metais, E.R.G. Eckert, Forced, Mixed, and Free Convection Regimes, *Journal of Heat Transfer* 86 (1964) 295–296. <https://doi.org/10.1115/1.3687128>.
- [3] A.J. Ghajar, L.-M. Tam, Flow regime map for a horizontal pipe with uniform wall heat flux and three inlet configurations, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10 (1995) 287–297. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(94\)00107-J](https://doi.org/10.1016/0894-1777(94)00107-J).
- [4] L. Tam, A. Ghajar, H.-K. Tam, S. Tam, Development of a Flow Regime Map for a Horizontal Pipe With the Multi-Classification Support Vector Machines, 2008 Proc. of the ASME Summer Heat Transfer Conference, HT2008-56094 (2008) 537-547. <https://doi.org/10.1115/HT2008-56094>.
- [5] M. Everts, J.P. Meyer, Flow regime maps for smooth horizontal tubes at a constant heat flux, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 117 (2018) 1274–1290. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.073>.
- [6] J.L. Poiseuille, Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très petits diamètres, Imprimerie Royale, Paris, 1844.
- [7] W. M. Kays, M.E. Crawford, Convective heat and mass transfer, McGraw-Hill, 1993.
- [8] G. Filonenko. Hydraulic resistance in pipes. *Teploenergetika*, 4 (1954) 40–44.
- [9] C.F. Colebrook, Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws, *J. of the Institution of Civil Engineers*, 11(4) (1939) 133–156.
- [10] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels, *Int. Chem. Eng.*, 16(2) (1976) 359–368.
- [11] J.P. Meyer, M. Everts, N. Coetze, K. Grote, M. Steyn, Heat transfer coefficients of laminar, transitional, quasi-turbulent and turbulent flow in circular tubes, *Int. Com. in Heat and Mass Transfer* 105 (2019) 84–106. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.03.016>.
- [12] A. Briclot, C. Popa, J. Henry, S. Fohanno, Experimental study of the performance of two water-based nanofluids in the thermal entrance region of a pipe, *Heat and Mass Transfer* 59 (2023) 329–345. <https://doi.org/10.1007/s00231-022-03265-4>.
- [13] S.W. Churchill, Laminar free convection from a horizontal cylinder with a uniform heat flux density, *Letters in Heat and Mass Transfer* 1 (1974) 109–111. [https://doi.org/10.1016/0094-4548\(74\)90146-5](https://doi.org/10.1016/0094-4548(74)90146-5)
- [14] J.P. Meyer, M. Everts, Single-phase mixed convection of developing and fully developed flow in smooth horizontal circular tubes in the laminar and transitional flow regimes, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 117 (2018) 1251-1273. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.070>.

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) pour le financement de ce travail dans le cadre du projet FLUIDINE (ANR-22-CE05-0017-01).