



# Etude des performances thermiques en convection forcée des nanofluides à base de nanotubes de carbones dans un échangeur coaxial

Salma Halelfadl, Thierry Maré, Patrice Estellé, Gilles Roy

## ► To cite this version:

Salma Halelfadl, Thierry Maré, Patrice Estellé, Gilles Roy. Etude des performances thermiques en convection forcée des nanofluides à base de nanotubes de carbones dans un échangeur coaxial. CIFEM 2014 3ème Colloque International Francophone d'Energétique et de Mécanique - Energies renouvelables et mécanique appliquée à l'industrie, May 2014, Moroni, Comores. pp.18-36, 2014. <hal-00992806>

**HAL Id: hal-00992806**

**<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00992806>**

Submitted on 19 May 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



# ETUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES EN CONVECTION FORCEE DES NANOFUIDES A BASE DE NANOTUBES DE CARBONES DANS UN ECHANGEUR COAXIAL

Salma **HALELFADL**<sup>a,\*\*</sup>, Thierry **MARE**<sup>a,\*</sup>, Patrice **ESTELLE**<sup>a,\*\*</sup>, Gilles **ROY**<sup>b</sup>

<sup>a</sup> UEB, LGCGM EA3913, Equipe Matériaux et Thermo-Rhéologie, Insa/Université Rennes 1,

<sup>\*</sup>IUT de Saint-Malo, Rue de la Croix Désilles, CS51713, 35417 Saint-Malo Cedex, France

<sup>\*\*</sup>IUT de Rennes, 3 rue du Clos Courtel, BP 90422, 35704 Rennes Cedex 7, France

<sup>b</sup>Departement génie mécanique, Université de Moncton, Moncton, NB, E1A 3E9, Canada

## RÉSUMÉ

Le présent travail s'attache à caractériser expérimentalement les propriétés thermo-physiques ainsi que les performances thermiques de quatre types de nanofluides à base de nanotubes de carbone à la fraction massique 0.01% afin d'évaluer les effets liés à leurs compositions dont le type de surfactant, le rapport d'aspect des NTC et l'ajout de l'antigel. Une section d'essais constituée d'un échangeur coaxial a été conçue et instrumentée finement avec des thermocouples au niveau de la paroi d'échange et à l'entrée/sortie du fluide, ainsi qu'avec des capteurs de pression afin de permettre une détermination précise des flux échangés au sein de cette section d'essais. Les mesures de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique des nanofluides ont été effectuées expérimentalement. Le coefficient d'échange convectif dans l'échangeur ont été déterminés en fonction de la distance axiale.

*Mots Clés : nanofluide, nanotubes de carbone, performances thermiques, échangeur coaxial*

## NOMENCLATURE

### Symboles :

$C_p$	Chaleur spécifique, J/Kg.K
Re	Nombre de Reynolds
D	Diamètre, m
L	Longueur, m
S	Surface d'échange, m <sup>2</sup>
h	Coefficient d'échange convectif, W/m <sup>2</sup> .K
U	Coefficient d'échange global, W/m <sup>2</sup> .K
$\dot{m}$	Débit massique, kg/s
Pr	Nombre de Prandtl
Nu	Nombre de Nusselt
$\Delta T_{ln}$	Différence de température logarithmique moyenne
$D_h$	Diamètre hydraulique, m
T	Température, °C

### Lettres grèques :

$\lambda$	Conductivité thermique, W/K.m
$\mu$	Viscosité dynamique, Pa.s
$\varphi$	Concentration, %
$\phi$	Flux de chaleur, W
$\rho$	Masse volumique, kg/m <sup>3</sup>

### Indices / Exposants :

$fb$	fluide de base
$nf$	nanofluide
$i$	Entrée
$o$	Sortie
$p$	Nanoparticule
$v$	Volume
$w$	Eau
Np	nanoparticule
$p$	Paroi

## 1. INTRODUCTION

Face aux enjeux énergétiques liés aux économies d'énergie, le développement et l'amélioration des échangeurs thermiques, à la fois performants et

\* auteur correspondant

Adresse électronique : thierry.mare@univ-rennes1.fr

efficaces, dans de nombreux secteurs industriels sont devenus une problématique majeure dans le monde industriel. Les fluides caloporteurs de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles

qui limitent parfois leur capacité de transfert de chaleur [1]. L'idée de base est d'améliorer les performances thermiques de ces fluides caloporteurs en modifiant leurs propriétés thermo-physiques [2]. Basé sur ce concept, plusieurs travaux de recherche ont porté sur l'amélioration des performances thermiques en utilisant des nanofluides [3-4]. En effet, les nanofluides sont constitués de particules de taille nanométrique de conductivité thermique très élevée en suspension dans un fluide caloporteur, susceptibles d'apporter des gains en performances thermiques très importants [5-6]. Plusieurs études expérimentales ont reporté que ces gains en performances thermiques sont beaucoup plus importants dans le cas des suspensions à base de nanotubes de carbone (NTC) [7-9]. La conductivité thermique des nanofluides à base de NTC a fait l'objet de nombreuses études depuis les résultats expérimentaux de Choi et al. [4] qui montrent une augmentation de la conductivité thermique pouvant atteindre jusqu'à 150% à faible concentration volumique (1%). L'ajout des nanoparticules permet d'améliorer la conductivité thermique du nanofluide mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique [10-11]. Ce qui montre que ces deux propriétés sont étroitement corrélées. Une augmentation significative de la viscosité engendre des pertes de charge pouvant compenser les gains en performances thermiques dans certaines applications industrielles apportées par l'utilisation des nanofluides [12]. Il est donc nécessaire d'envisager une approche globale afin d'évaluer les bénéfices pratiques apportés par l'utilisation des nanofluides. De plus, un meilleur contrôle des propriétés thermo physiques est nécessaire afin d'étudier de façon rigoureuse les nanofluides et de comprendre leur comportement. Le travail présenté ici s'attache à caractériser expérimentalement les propriétés thermo physiques de quatre solutions à base de NTC ainsi que les performances thermiques dans un échangeur coaxial afin d'évaluer les effets liés à leur composition dont le type de surfactant, le rapport d'aspect des NTC et l'ajout de l'antigel.

## 2. CARACTERISATION DES NANOFLUIDES

### 2.1 Nanofluides utilisés

Dans le cadre de ce travail, nous avons étudié quatre types de nanofluides à base de nanotubes de carbone. Le tableau 1 résume la composition des différents nanofluides utilisés.

La solution commerciale initiale de chaque nanofluide comporte 1% en masse de nanotubes de carbone et 2% en masse du surfactant. La stabilité dans le temps et la dispersion des suspensions dans le fluide de base ont été assurées par brassage à l'aide d'un agitateur mécanique à ultrasons pour briser les agglomérats et par l'ajout du surfactant afin d'assurer la stabilité des suspensions. Après dilution dans le fluide de base, une solution de 0.01% massique a été utilisée pour chaque nanofluide dans cette étude.

Tableau 1. Nanofluides étudiés

Nanofluide	Type NTC	de fluide de base	Surfactant
------------	----------	-------------------	------------

<b>N2</b>	NC7000 $R_a \approx 160$	Eau distillée	Lignine
<b>N3</b>	NC7000 $R_a \approx 160$	Eau distillée	Polycarboxylate de Sodium soluble dans l'eau (O)
<b>N4</b>	CNTA $R_a \approx 90$	Eau distillée	Polycarboxylate de Sodium soluble dans l'eau (O)
<b>N6</b>	NC7000 $R_a \approx 160$	Ethylène Glycol (50%) + Eau distillée (50%)	Lignine

$R_a$  est le rapport d'aspect d'un nanotube de carbone, définit comme le rapport entre sa longueur et son diamètre.

### 2.2 Mesure des propriétés thermo-physiques

#### 2.2.1 Conductivité thermique

Les mesures de la conductivité thermique des nanofluides utilisés ont été effectuées à l'aide d'un appareil KD2 Pro développé par DECAGON Inc.® basé sur la méthode du fil chaud. La précision et la fiabilité des résultats ont été soigneusement vérifiées avec l'eau déminéralisée, utilisée comme liquide de calibration pour des températures de 20 à 50°C. Les résultats expérimentaux sur l'eau ont été comparés avec les données de la littérature et permettent de valider notre protocole expérimental avec une précision de l'ordre de 3.5% [10].

#### 2.2.2 Viscosité dynamique

Les mesures de viscosité dynamique du nanofluide sont effectuées à l'aide d'un rhéomètre Malvern Kinexus Pro. La procédure de mesure ainsi que la validation du protocole expérimental sont détaillées dans précédents travaux [13-14] et permettent une précision maximale de l'ordre de 4%. Les essais ont été répétés afin de s'assurer de la reproductibilité de la mesure et de la stabilité des nanofluides dans le temps.

#### 2.2.3 Masse volumique

La masse volumique des nanofluides est évaluée à partir de la loi classique de mélange (1) :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi_v) \rho_{fb} + \varphi_v \rho_{np} \quad (1)$$

#### 2.2.4 Chaleur spécifique

O'Hanley et al. [15] ont montré expérimentalement en utilisant un calorimètre différentiel à balayage que le modèle de l'équation 2 est le mieux adapté pour le calcul de la chaleur spécifique dans le cas des nanofluides.

Nous avons utilisé ce modèle pour déterminer la chaleur spécifique du nanofluide étudié.

$$C_{p,nf} = \frac{\varphi_v (\rho C_p)_{np} + (1 - \varphi_v) (\rho C_p)_{fb}}{\varphi_v \rho_{np} + (1 - \varphi_v) \rho_{fb}} \quad (2)$$

### 3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET CALCUL DES GRANDEURS UTILISEES

#### 3.1 Dispositif expérimental

Dans l'objectif d'étudier les performances thermiques des nanofluides utilisés, un banc d'essai a été conçu et finement instrumenté (figure 1). Ce banc d'essai est composé d'un échangeur en acier inoxydable de tube central de 0.66m de long, de 18.7mm de diamètre intérieur et de 1.3mm d'épaisseur et d'un tube annulaire de 47.6mm de diamètre intérieur et 1.7mm d'épaisseur. Le nanofluide circule dans le tube central et le fluide caloporteur (l'eau déminéralisée) dans l'espace annulaire. Deux bains thermostatés au niveau de chaque circuit permettent de régler les températures de consignes. Chaque bain thermostaté dispose d'une pompe qui permet d'assurer la circulation du fluide. Quatre sondes à résistance platine, de précision de l'ordre de 0.1K, sont insérées à l'entrée/sortie de chaque tube. Huit thermocouples de type K, avec une précision de 0,1 K après étalonnage, sont placés sur une gorge et brasés au niveau de la surface d'échange à différentes positions axiales (en mm) : 5(T1), 20 (T2), 30 (T3), 60 (T4), 140 (T5), 185 (T6), 245 (T7) et 385 (T8) à partir de l'entrée de la section. Les positions des thermocouples ont été choisies dans le but d'évaluer la distribution de la température à la paroi en particulier dans la zone d'entrée thermique.

Les pertes de charge du tube central sont mesurées à l'aide des transmetteurs de pression piézorésistifs (Rosemount) sur une gamme de 0-5bars avec une précision de 0.075%. Toutes les données ont été enregistrées grâce à une centrale d'acquisition (Labview).

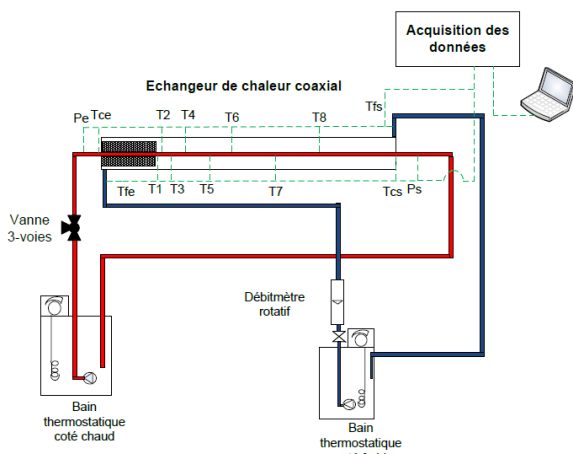


Fig. 1. Schéma de la boucle d'essais

Les mesures sont effectuées pour un écoulement à co-courant en maintenant la température d'entrée du circuit chaud à 50°C et du circuit froid à 10°C. Le débit de l'eau dans le circuit annulaire est maintenu constant (égal à 5.6l/min) pour tous les essais. Ce débit volumétrique

dans l'espace annulaire est choisi très élevé, correspondant au débit maximal que peut assurer la capacité de la pompe de circulation du coté froid. Le débit dans l'espace central varie entre 0.1 et 3l/min. Pour cette gamme du débit volumique testé, la différence de la température maximale entre l'entrée et la sortie du tube annulaire ne dépasse pas 1°C. Pour cette raison, nous avons pris comme hypothèse, dans le calcul des performances thermiques, que la température à la paroi externe du tube central est constante.

Les essais sont faits d'abord sur l'eau déminéralisée dans les deux circuits (froid et chaud) pour évaluer le coefficient de transfert convectif de l'eau dans le circuit chaud. Et ensuite, l'eau est remplacée par le nanofluide à base de nanotubes de carbone étudié dans le tube central.

Le protocole expérimental a été initialement validé sur l'eau déminéralisée dans le circuit central. Ensuite, des essais avec les nanofluides à base de NTC ont été effectués.

#### 3.2 Validation du protocole expérimental

Pour valider notre protocole expérimental, nous avons comparé les valeurs expérimentales du nombre de Nusselt obtenues pour l'eau déminéralisée circulant dans le tube central avec celles de la littérature. En régime laminaire, nous avons comparé nos résultats expérimentaux du nombre de Nusselt moyen avec la corrélation de Sieder and Tarte [16] (équation 3)

$$Nu_{th} = 1.86 \left( \frac{Re Pr}{L/D_h} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3)$$

Où  $\mu$  et  $\mu_p$  sont les viscosités dynamiques de l'eau déminéralisée prises aux températures du fluide moyenne et de la paroi respectivement.

En régime transitoire et turbulent, pour des nombre de Reynolds supérieurs à 2300, nous avons comparés nos points expérimentaux avec le modèle de Gnielinski [17]

$$Nu_{th} = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{0.5} \left( \frac{2}{Pr^3 - 1} \right)} \left( \frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.1} \left( 1 + \frac{D_h}{L} \right)^{2/3}$$

Où  $Pr$  et  $Pr_p$  sont les nombres de Prandtl de l'eau déminéralisée prises aux températures du fluide moyenne et de la paroi respectivement et  $f$  le facteur de friction estimé à partir de l'équation suivante [17]

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{0.5}$$

La figure 2 représente l'évolution des nombres théoriques et expérimentaux de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds. On constate que le nombre de Nusselt moyen calculé par les résultats expérimentaux est en bon accord avec celui obtenu par les corrélations théoriques avec un écart maximal de l'ordre de 6% en régime laminaire, et de l'ordre de 8.5% en régime turbulent.

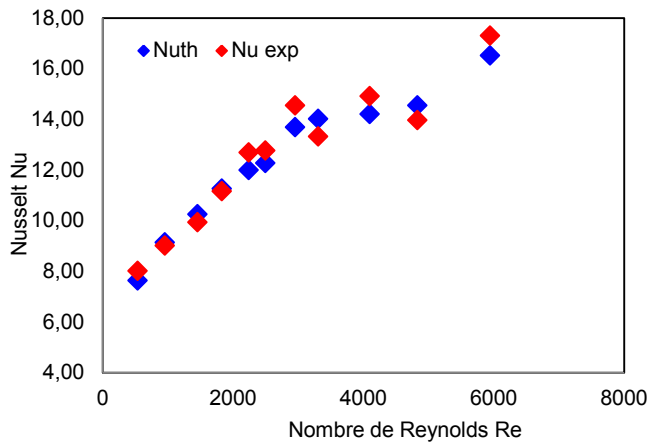


Fig. 2. Evolution des nombres de Nusselt théorique et expérimental de l'eau en fonction du nombre de Re

### 3.3 Détermination des grandeurs utiles

La puissance thermique délivrée par le fluide chaud (nanofluide) dans l'espace central vers le fluide froid dans l'espace annulaire peut être exprimée par l'équation

$$\phi_{nf} = \dot{m}_{nf} C_{p,nf} \Delta T \quad (4)$$

Où  $\dot{m}_{nf}$  et  $C_{p,nf}$  sont respectivement le débit massique et la chaleur spécifique du fluide chaud.

$\Delta T$  est la différence entre la température d'entrée et la température de sortie du fluide chaud.

Le coefficient d'échange global est calculé à partir de l'équation 5

$$U = \frac{\phi_{nf}}{S \Delta T_{ln}} \quad (5)$$

$$\text{Avec } \Delta T_{ln} = \frac{(T_{nfi} - T_{wi}) - (T_{nfo} - T_{wo})}{\ln\left(\frac{T_{nfi} - T_{wi}}{T_{nfo} - T_{wo}}\right)}$$

D'où le coefficient d'échange convectif :

$$h_{nf} = \left( U^{-1} - \frac{D_1 \ln \frac{D_2}{D_1}}{2\lambda_s} \right)^{-1} \quad (6)$$

$D_2$  et  $D_1$  sont respectivement le diamètre externe et le diamètre interne du tube central.

Le nombre de Reynolds est calculé à partir de l'équation suivante :

$$Re = \frac{4\dot{m}_{nf}}{\pi\mu_{nf}D_h} \quad (7)$$

## 4. RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DISCUSSION

### 4.1 Propriétés thermo-physiques des nanofluides

Dans l'échangeur étudié, la température moyenne entre la température d'entrée et la température de sortie du tube central, où circulent les nanofluides, est d'environ 45°C. Aussi, les propriétés thermo-physiques (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique et viscosité dynamique) sont évaluées à cette température moyenne.

Le tableau 2 résume les propriétés thermo-physiques des nanofluides à la concentration massique 0.01%. Notons qu'à cette concentration, les nanofluides se comportent principalement comme des fluides Newtoniens.

Tableau 2. Propriétés thermo-physiques des nanofluides à 45°C

Nano-fluide	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur spécifique (J/kg.K)	Amélioration de la conductivité thermique par rapport au fluide de base (%)	Viscosité dynamique (mPa.s)
N2	990,25	4179.7	9.7	0,604
N3	990,25	4179.7	10.9	0,604
N4	990,26	4179.6	8.6	0,602
N6	1038.84	3368.6	13.2	2.18

Dans la suite des résultats, on s'intéressera particulièrement à l'évolution des performances thermiques des nanofluides à un seul débit qui correspond à un nombre de Reynolds égal à 950. L'effet du débit a été étudié dans un précédent travail [18].

### 4.2 Observation des températures au niveau de la surface d'échange

La figure 3 illustre l'évolution de la température au niveau de la surface d'échange en fonction de la distance axiale du tube central dans la zone d'entrée thermique des différents nanofluides étudiés pour Re=950.

On constate une forte diminution de la température de la paroi à faibles distances axiales. Cette variation de la température diminue avec la distance axiale et se stabilise à des distances axiales élevées. D'après ces observations, on peut supposer que le transfert thermique entre les deux fluides s'effectue majoritairement à la zone d'entrée de l'échangeur de chaleur (à faibles distances axiales).

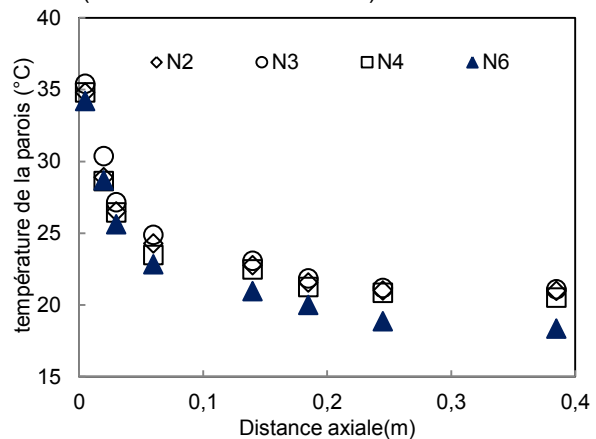


Fig. 3. Distribution de la température à la surface d'échange en fonction de la distance axiale (Re=950)

### 4.3 Effets liés à la composition des nanofluides

Il s'agit à présent d'analyser à partir du comportement thermique des nanofluides dans l'échangeur de chaleur, les effets liés à leur composition. On s'intéressera en particulier à :

- L'effet du rapport d'aspect étudié sur les deux nanofluides N3 et N4 qui diffèrent seulement de leur rapport d'aspect (même fluide de base et même type de surfactant).
- L'effet du type de surfactant étudié sur les nanofluides N2 et N3. Ces nanofluides ont le même type de NTC et le même fluide de base et diffèrent seulement du type de surfactant utilisé.
- L'effet du fluide de base étudié sur les nanofluides N2 et N6 où le nanofluide N6 a la même composition que N2, à laquelle on a rajouté de l'éthylène glycol (50/50). Ceci a pour but de pouvoir caractériser thermiquement en plus le comportement du nanofluide en conditions réelles (avec antigel).

#### 4.3.1 Effet du rapport d'aspect

L'amélioration du coefficient d'échange convectif apportée par l'utilisation du nanofluide N3 est meilleure par rapport à celle du nanofluide N4. On note d'après la figure 4 que le gain thermique maximal observé pour le nanofluide N3 est de l'ordre de 12% tandis que pour le nanofluide N4, il est seulement de l'ordre de 9%.

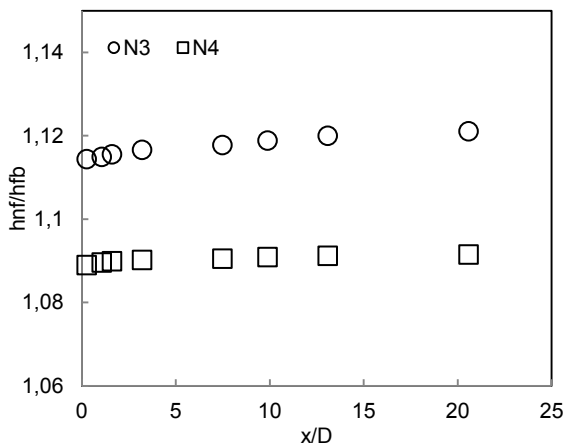


Fig.4. Evolution du coefficient d'échange relatif local en fonction de la distance axiale à Re=950 pour les nanofluides N3 et N4

L'augmentation des performances thermiques des nanofluides en fonction du rapport d'aspect peut être expliquée par le fait que quand le rapport d'aspect des NTC augmente (NTC plus long ou plus étroit), cela permet de consolider au mieux les liaisons entre les NTC.

#### 4.3.2 Effet du type de surfactant

La figure 5 propose l'évolution du coefficient d'échange relatif des nanofluides N2 et N3 en fonction de la distance axiale. On note un écart très réduit entre les courbes représentatives des nanofluides N2 et N3. Cet écart n'est pas aussi marqué que pour la figure 4 (entre les nanofluides N3 et N4). Les valeurs du gain thermique apporté par le nanofluide N3 sont très légèrement

supérieures à celles du nanofluide N2. On observe un gain maximal de l'ordre de 12% pour le nanofluide N3 et de l'ordre de 11.5% pour le nanofluide N2. Ce qui semble indiquer que le type de surfactant n'a pas un effet très significatif sur les performances thermiques des nanofluides comparé à l'effet du rapport d'aspect.

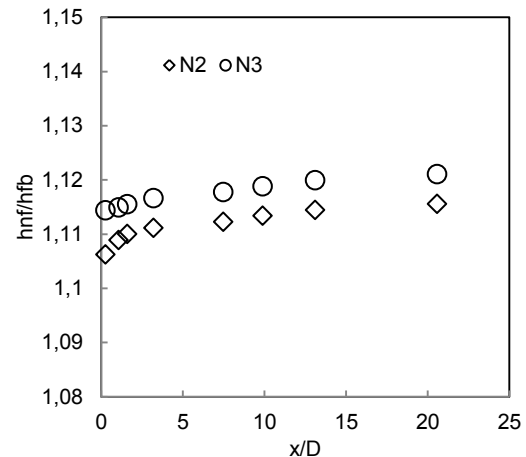


Fig.5. Evolution du coefficient d'échange relatif local en fonction de la distance axiale à Re=950 pour les nanofluides N2 et N3

#### 4.3.3 Effet de l'ajout de l'antigel

Le graphique de la figure 6 retrace les évolutions du coefficient d'échange relatif en fonction de la distance axiale pour les nanofluides N2 et N6.

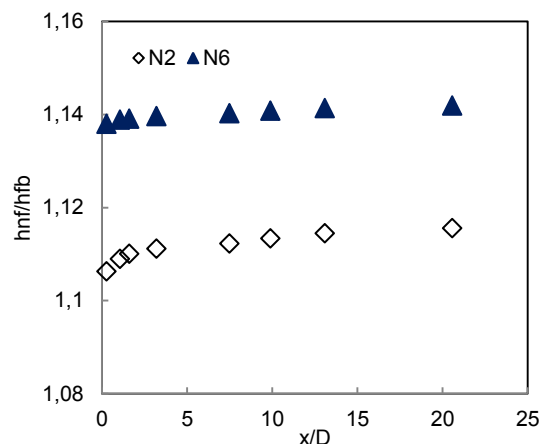


Fig.6. Evolution du coefficient d'échange relatif local en fonction de la distance axiale à Re=950 pour les nanofluides N2 et N6

On remarque que l'amélioration du coefficient d'échange convectif local pour le nanofluide N6 est nettement supérieure à celle du nanofluide N2. On note un gain maximal de l'ordre de 14% pour le nanofluide N6. Ce gain thermique est seulement de l'ordre de 11.5% pour le nanofluide N2.

Ces résultats nous montrent que l'ajout de la même quantité des NTC dans un fluide de base composé d'un mélange d'eau et d'éthylène glycol (conductivité thermique réduite), permet d'apporter une amélioration des performances thermiques beaucoup plus importantes comparées à un fluide de base composé seulement d'eau déminéralisée (sans ajout d'antigel). Ces résultats confirment les observations de Chen et al. [19] et celles de John et Shima [20] qui ont trouvé que

l'augmentation des performances thermiques est plus prononcée pour des nanofluides à base de NTC dispersées dans l'éthylène glycol comparée à celle des nanofluides à base de NTC dispersés dans l'eau déminéralisée. L'amélioration du transfert thermique par convection est réduite par une augmentation de la conductivité thermique du fluide de base.

## 5. CONCLUSION

Nous avons mené une étude expérimentale pour caractériser expérimentalement les propriétés thermo-physiques ainsi que les performances thermiques de quatre types de nanofluides à base de nanotubes de carbone de différentes compositions à la fraction massique 0.01%. Les coefficients de transferts de chaleur convectifs ont été mesurés dans une section d'essais constituée d'un échangeur de chaleur coaxial. Ainsi nous avons étudié l'influence de la composition des nanofluides (rapport d'aspect, type de surfactant et ajout d'antigel) sur les gains thermiques apportés par l'utilisation des nanofluides. Nous avons obtenu les résultats suivants :

- Les performances thermiques des nanofluides augmentent avec le rapport d'aspect des NTC.
- le type de surfactant n'a pas un effet très significatif sur les performances thermiques des nanofluides comparé à l'effet du rapport d'aspect.
- l'ajout de la même quantité des NTC dans un fluide de base composé d'un mélange d'eau et d'éthylène glycol (conductivité thermique réduite), permet d'apporter une amélioration des performances thermiques beaucoup plus importantes comparées à un fluide de base composé seulement d'eau déminéralisée (sans ajout d'antigel).

## REMERCIEMENT

Nous tenons à remercier la société Nanocycl™ Belgique pour leur collaboration notamment pour nous avoir fourni les nanofluides à base de NTC.

## REFERENCES

- [1] Li Y., Zhou J., Tung S., Schneider E., Xi S., A review on development of nanofluid preparation and characterization, *Powder Technology*, 196(2009), 89-101.
- [2] Humnic G., Humnic A., Application of nanofluids in heat exchangers: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16/8 (2012), 5625-5638.
- [3] Aladag B., Halelfadl S., Doner N., Maré T., Duret S., Estellé P., Experimental investigations of the viscosity of nanofluids at low temperatures, *App. Energy*, 97 (2012) 876-880.
- [4] Choi, S., Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, In *Developments Applications of Non - Newtonians Flows*, D.A. Siginer and H. P. Wang. New-York : American society of Mechanical Engineers, Vol. 66, pp. 99-105, 1995.
- [5] Gherasim I., Roy G., Nguyen CT., Dinh VN., Experimental investigation of nanofluids in confined laminar radial flows, *International Journal of Thermal Sciences* 48(2009), 1486-1493.
- [6] John P., Shima P. D., Thermal properties of nanofluids, *advances colloid and Interface science*, 183-184 (2012), 30-45.
- [7] Maré T., Halelfadl S., Sow O., Estellé P., Duret S., Bazantay F., Comparison of the thermal performances of two nanofluids at low temperature in a plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35/8, 1535-1543, 2011.
- [8] Liu M. S., Lin M. CC., Huang IT., Wang CC. Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids. *Int Commu Heat Mass Transfer*, 32 (2005), 1202-1210.
- [9] Xie H., Lee H., Youn W., Choi M., Nanofluids containing multiwalled carbon nanotubes and their enhanced thermal conductivities, *J. Appl. Phys.*, 94 (2003), 4967-4971.
- [10] S. Halelfadl, T. Maré, P. Estellé, Efficiency of carbon nanotubes water based nanofluids as coolants, *Exp. Thermal Fluid Sci.* (2014), 53(2014), 104-110.
- [11] Ferrouillat S., Bontemps A., Ribeiro J. P., Gruss J. A., Soriano O., Hydraulic and heat transfer study of SiO<sub>2</sub>/Water nanofluids in horizontal tubes with imposed wall temperature boundary conditions, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 32, pp. 424-439, 2011.
- [12] Kumaresan V., Velraj R., Das S. K., Convective heat transfer characteristics of secondary refrigerant based CNT nanofluids in a tubular heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, 35 (2012), 2287-2296.
- [13] S. Halelfadl, P. Estellé, B. Aladag, N. Doner, T. Maré, Viscosity of carbon nanotubes water-based nanofluids: Influence of concentration and temperature, *Int. J. Thermal Sci.* 71 (2013) 111-117.
- [14] P. Estellé, S. Halelfadl, N. Doner, T. Maré, Shear flow history effect on the viscosity of carbon nanotubes water based nanofluid, *Curr. Nanosci.*, 9/2 (2013) 225-230
- [15] H. O'Hanley, J. Buangiorno, T. McKrell, L. W. Hu, Measurement and model validation of nanofluid specific heat capacity with Differential Scanning Calorimetry, *Advances in Mechanical Engineering*, ID 181079, 2012
- [16] Seider E.N., Tate G.E., Heat transfer and pressure drop of liquid in tubes, *Industrial and Engineering Chemistry* 28(12) (1936), 1429.
- [17] Gnielinski V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int Chem. Engineering*, 16/2 (1976), 359-368.
- [18] S. Halelfadl, P. Estelle, T. Mare, An experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics of multi-wall carbon nanotubes suspensions in coaxial heat exchanger, *ICAE2013 July 2013 Pretoria Afrique du Sud*,
- [19] Chen L, Xie H, Li Y, Yu W., Nanofluids containing carbon nanotubes treated by mechanochemical reaction, *Thermochim Acta* 2008;477:21-4.
- [20] John P., Shima P. D., Thermal properties of nanofluids, *Adv. Colloid Interface Sci.*183-184 (2012), 30-45