

Analyse numérique de l'écoulement et des transferts thermiques conjugués dans un échangeur de chaleur inertiel : application au stockage dynamique de chaleur

Jules Voguelin SIMO TALA ^{1,2,*}

1 HEI, Dépt. EEA, F-59046 Lille

2 Mines Douai, EI, F-59508 Douai, France

(*Auteur correspondant : jules-voguelin.simo-tala@yncrea.fr)

Résumé - La communication proposée présente les caractéristiques thermo-hydrauliques d'une géométrie particulière d'échange dans laquelle une veine fluide chaude et une veine fluide froide sont noyées dans un matériau conducteur pouvant servir de stockage thermique adapté aux régimes transitoires d'utilisation. Un couplage conducto-convectif est mis en œuvre entre les veines fluides et le matériau conducteur. Les résultats sont obtenus par simulations numériques réalisées à l'aide du code de calcul Star CCM+. Une attention particulière a été portée au caractère transitoire des échanges thermiques. L'étude est réalisée pour $306 < Re_d < 1224$ et les résultats présentés en termes de structuration de l'écoulement, de performances locales et globales.

Nomenclature

a, b	Paramètres de la spirale, m	<i>Symboles grecs</i>	
C_p	Chaleur massique, $Jkg^{-1}K^{-1}$	ρ	Masse volumique, kgm^{-3}
d	Diamètre du serpentín, m	μ	Viscosité dynamique, $kgm^{-1}s^{-1}$
De	Nombre de Dean,-	λ	Conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$
PEC	Indice de performance global,-	ϵ	Efficacité de déstockage, -
H	Hauteur du massif solide, m	<i>Indices et exposants</i>	
P	Pression, Pa	<i>cond/conv</i>	conductif/convectif
\dot{q}	Puissance volumique locale, Wm^{-3}	<i>st/dst</i>	stoké/destoké
Q	Puissance thermique, W	<i>Al/W</i>	Aluminium/eau
R	Rayon, m	<i>f/c</i>	froid/chaud
Re_d	Nombre de Reynolds,-	<i>loc/ref</i>	local/référence
T	Température, K	<i>e/i</i>	entrée/extérieur/intérieur
t	Temps, s	<i>g/Al</i>	global/Aluminium
U	Vitesse d'entrée, ms^{-1}		

1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des composants thermodynamiques employés dans de nombreux secteurs d'activités humaines tels que l'habitat, l'automobile, l'aéronautique ou la pétrochimie. Selon l'application, de très nombreuses architectures et configurations existent. On distingue principalement les échangeurs à tubes ailetés, les échangeurs à tubes et calandre, les échangeurs à plaques, les échangeurs à spirales, les échangeurs à serpentins, etc. Pour la plupart des applications, l'échange thermique est effectué entre le fluide chaud et le fluide froid dans les différentes structures d'échanges évoquées précédemment sans prendre en compte les transitoires de stockage dans les parties solides. Dans certaines applications plus spécifiques, par exemple le conditionnement de liquides alimentaires pressurisés, les échanges thermiques entre fluide chaud et fluide froid sont associés à un élément conducteur intermédiaire, permettant une meilleure gestion de transitoires de demande de froid par un stockage additionnel. La littérature scientifique a largement traité des problèmes de transfert

de chaleur ou de masse dans les échangeurs thermiques précédemment évoqués [1-4], cependant, très peu de travaux ont à notre connaissance été effectués sur le stockage dynamique de chaleur ou de froid dans des composants thermiques.

Dans ce travail, un nouveau concept d'échangeur de chaleur capable de simplement transférer des calories en fonctionnement stationnaire et/ou de stocker une part de ces calories en fonctionnement transitoire est proposée et étudiée. Ce composant thermique appelé Echangeur thermique Inertiel (InHEX) est constitué d'un matériau conducteur dans lequel sont noyées deux veines fluides anisothermes en configuration d'écoulement parallèles. Les transferts thermiques conducto-convectifs sont mis en œuvre entre le matériau conducteur et les deux veines fluides pour différentes valeurs du nombre de Reynolds. Une attention particulière est accordée au caractère transitoire des échanges thermiques afin de caractériser le potentiel de stockage/déstockage de chaleur ou de froid.

1.1 Formulation mathématique

La dynamique de l'écoulement dans l'échangeur est modélisée à travers les équations de continuité et de Navier Stokes en régime laminaire en considérant le fluide incompressible et visqueux. Les échanges convectifs sont modélisés à travers l'équation d'énergie dans le fluide couplée à la diffusion thermique dans la masse du solide. Ces équations s'écrivent en régime laminaire, instationnaire, pour un fluide incompressible, visqueux comme suit :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} = -\frac{1}{\rho_w} \vec{\nabla} P + \nu_w \Delta \vec{V} \quad (2)$$

$$\rho_w C_{p_w} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_w C_{p_w} \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T = \lambda_w \Delta T \quad (3)$$

$$\rho_{Al} C_{p_{Al}} \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{Al} \Delta T \quad (4)$$

Le fluide considéré est de l'eau et l'élément conducteur dans lequel sont noyées les veines fluides est de l'aluminium. Cet élément conducteur assure le stockage inertiel de chaleur ou de froid. En raison du faible gradient de température (20°C) entre le fluide froid et le fluide chaud, les propriétés thermo-physiques de l'eau et de l'élément conducteur sont considérées constantes, indépendantes de la température et évaluées à T=285K, la température moyenne des deux fluides à l'entrée de l'échangeur.

1.2 Domaine d'étude et conditions aux limites

Le domaine de calcul considéré dans la présente étude est représenté sur la figure 1.

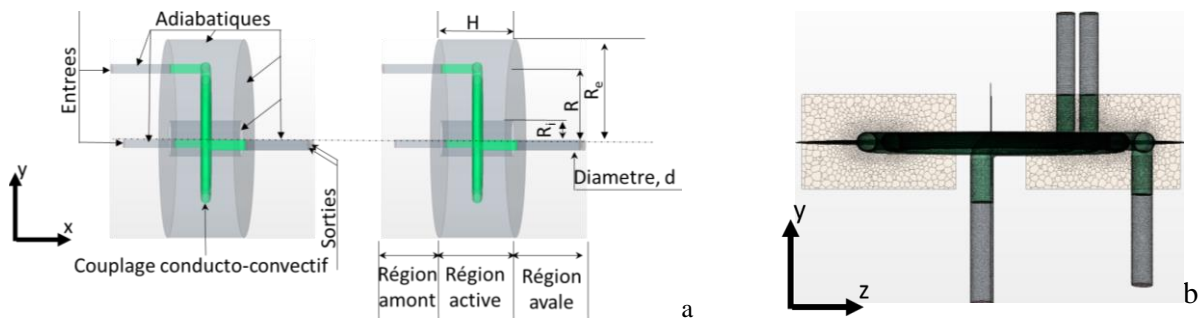


Figure 1 : Domaines d'étude : (a) conditions aux limites, (b) Maillage du plan médian y=0

Il s'agit d'un élément métallique cylindrique annulaire de rayon interne $R_i=15\text{mm}$, de rayon externe $R_e=80\text{mm}$ et de hauteur $H=40\text{mm}$. Dans cet élément conducteur sont noyées deux

veines fluides de diamètres identiques $d=8mm$ et de même longueur, véhiculant respectivement les fluides chaud et froid dans une configuration d'écoulement à courants parallèles. Les veines fluides ont la forme d'une spirale d'Archimède située dans le plan médian de l'élément conductif. Des tubes en amont et en aval suivant l'axe de l'élément conductif permettent de connecter les régions d'entrée et de sortie à la région active des serpentins (région noyée dans l'élément conductif). L'étude est effectuée dans la plage de nombre de Reynolds $306 < Re_d < 1224$ ce qui correspond à la plage de vitesses débitantes $0,05ms^{-1} < U_0 < 0,2m/s$ imposées à l'entrée des veines fluides. Les conditions aux limites appliquées au domaine d'étude sont les suivantes :

- Entrée veine fluide chaude : profil de vitesse parabolique $U_e(r)$ (profil de poiseuille), température constante $T_{ce} = 295$ K
- Entrée veine fluide froide : profil de vitesse parabolique $U_e(r)$ (profil de poiseuille), température constante $T_{fe} = 275$ K
- Surfaces des tubes amonts et avalés et surface externe de l'élément conductif: adiabatiques
- Couplage conducto-convectif aux interfaces fluides/solide à l'intérieur du bloc solide
- Sortie des deux veines fluides: pression relative uniforme $P = 0$, gradients longitudinaux nuls pour toutes les variables

2. Procédure de résolution

Les équations de conservation sont résolues de façon séquentielle par le solveur Algébrique linéaire Multigrille AMG du code commercial Star CCM+ [5] à travers l'utilisation de l'algorithme SIMPLE et l'emploi de l'approche itérative de Gauss-Seidel. Pour une résolution correcte des termes convectifs, une discrétisation spatiale du second ordre est choisie. Pour une valeur de vitesse d'entrée donnée, l'écoulement est physiquement laminaire et stationnaire dans la plage des nombres de Reynolds étudiés même si les transferts thermiques sont transitoires. Par conséquent, pour un fonctionnement stationnaire de l'échangeur inertiel, les équations de conservation sont résolues en régime permanent. Cependant, pour un fonctionnement transitoire de l'échangeur, même si le champ dynamique reste stationnaire pour une vitesse d'entrée constante, le champ thermique est transitoire. Afin de prédire correctement les échanges conducto-convectifs dans l'échangeur, l'équation de quantité de mouvement est préliminairement résolue en régime stationnaire en « *figeant* » la résolution de l'équation d'énergie afin de développer le champ de vitesse. L'équation d'énergie est alors résolue en régime transitoire en employant une discrétisation temporelle implicite du second ordre et le champ dynamique préliminairement développé pour prédire les transferts thermiques. Un maillage constitué de cellules polyédriques et généré dans le domaine de calcul avec un raffinement adéquat à l'approche des parois afin de capter correctement le frottement pariétal et le gradient de température dans la première cellule pariétale telle illustrée dans la figure 1b. L'étude de sensibilité de la solution vis-à-vis du maillage (non détaillé ici) a conduit à l'utilisation d'un maillage ayant 1,4 millions de cellules polyédriques. Malgré le fait que les simulations instationnaires et transitoires sont consommatrices de ressources CPU, un choix judicieux du pas de temps est nécessaire pour assurer la fiabilité des résultats. Afin d'assurer l'indépendance de la solution vis-à-vis du pas de temps choisi, trois simulations numériques ont été réalisées à $Re_d=612$ en employant trois pas de temps différents $\Delta t=0,2s$; $0,02s$ et $0,002s$ et en utilisant le précédent maillage. Cette étude de sensibilité au pas de temps a conduit au choix du pas de temps $\Delta t=0,02s$ et $\Delta t=0,01s$ respectivement pour les simulations à $Re_d=612$ et $Re_d=1224$. Par ailleurs, l'écoulement dans une telle conduite est sujet au développement de structures tourbillonnaires appelées tourbillons de Dean qui modifie le frottement pariétal par rapport à une conduite droite. Afin

de valider les modèles physiques utilisées pour la description de l'écoulement dans l'échangeur inertiel, une simulation préliminaire a été effectuée dans une géométrie toroïdale fermée ayant le même diamètre que les veines fluides de l'échangeur InHEX et pour la même plage de nombre de Reynolds. Les valeurs de facteur de friction obtenues dans la géométrie toroïdale ont été respectivement $f_t = 0,311$ et $0,124$ pour $Re_d = 306$ et 1224 . Ito a proposé une corrélation pour évaluer ce facteur de friction dans une géométrie toroïdale comme suit [5]:

$$f_t = \frac{64}{Re_d} \cdot \frac{21.5De}{[1.56 + \log_{10}(De)]^{5.73}} \quad (6)$$

En utilisant la corrélation de Ito, le facteur de friction obtenu dans la géométrie toroïdale est $f_t = 0,298$ et $0,120$ respectivement pour $Re_d = 306$ et 1224 . On observe de faibles différences entre la prédiction numérique et la corrélation de Ito de 4.2% and 3.2% respectivement pour $Re_d = 306$ et 1224 , validant ainsi la procédure numérique.

3. Résultats et discussions

3.1. Fonctionnement stationnaire de l'échangeur InHEX

Dans cette partie, l'échangeur est étudié en régime permanent afin de caractériser la dynamique de l'écoulement et les échanges conducto-convectifs en régime établi. Les fluides chaud et froid entrent respectivement aux températures uniformes $T_c=295K$ et $T_f=275K$ avec des profils de vitesse paraboliques.

3.1.1-Analyse de la structuration de l'écoulement

La structure d'écoulement est analysée en représentant les lignes de courant dans la veine fluide chaude de l'échangeur InHEX en fonction de l'angle d'azimutal θ (origine à l'entrée de la section active de la spirale) dans des systèmes de référence locaux. La figure 2 présente ces lignes de courant pour un nombre de Reynolds $Re_d = 612$.

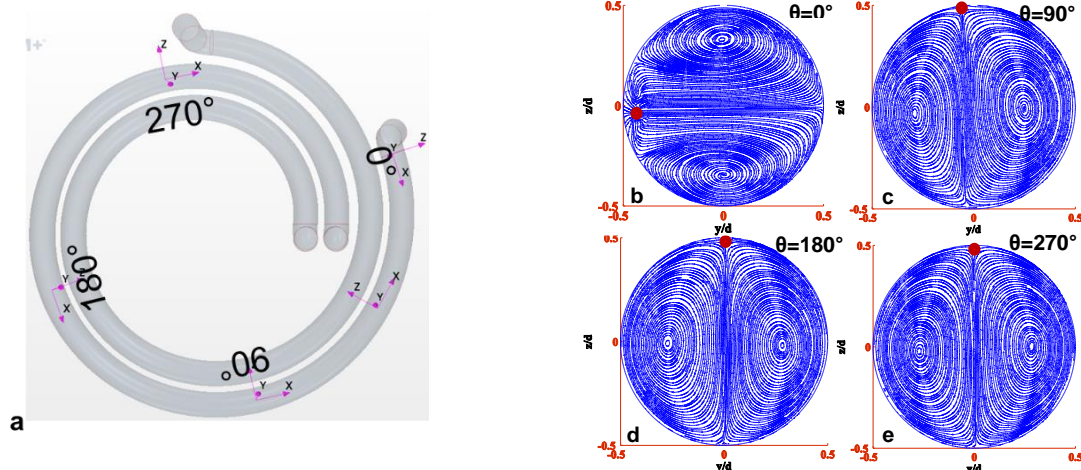


Figure 2: Structuration de l'écoulement pour différentes valeurs d'angle et pour $Re_d=612$: Plans de représentation (a), plan $\theta=0^\circ$ (b); plan $\theta=90^\circ$ (c); plan $\theta=180^\circ$ (d) ; plan $\theta=270^\circ$ (e)

On peut observer à l'entrée de la section active de la spirale (à la sortie du coude, $\theta = 0^\circ$) la formation de deux structures tourbillonnaires appelées cellules Dean. Cette structure de l'écoulement, en accord avec plusieurs études de la littérature [5, 6], est liée au déséquilibre entre le champ de forces centrifuges dans le plan local XY et le champ de forces de viscosité. Entre le plan azimutal $\theta = 0^\circ$ et $\theta = 90^\circ$, les cellules de Dean pivotent autour de l'axe de la veine fluide du fait que le champ de forces centrifuges initial disparaît et un nouveau champ de forces non coplanaire est créé dans le plan local XZ. Au-delà de $\theta = 90^\circ$, la structure de

l'écoulement reste inchangée lorsque l'angle θ augmente indiquant qualitativement un effet limité de la variation de la courbure du tube sur le développement des tourbillons de Dean.

3.1.2- Analyse des performances thermohydrauliques

Le développement et l'évolution des tourbillons de Dean dans la région active des veines fluides de l'échangeur InHEX augmentent localement le transfert convectif mais augmentent également les pertes visqueuses. Afin d'évaluer la performance de l'échangeur InHEX, un coefficient de performance thermo-hydraulique global η est défini en rapportant la puissance thermique échangée par les veines fluides et la puissance de pompage totale nécessaire pour générer l'écoulement dans l'échangeur [1]:

$$\eta = \frac{q}{(\dot{v}\Delta P)_h + (\dot{v}\Delta P)_c} \quad (7)$$

La figure 3 présente l'évolution de la puissance thermique et de la performance thermo-hydraulique de l'échangeur pour $302 < Re_d < 1224$ et pour deux configurations d'écoulement (co-courant et contre-courant). On observe évidemment que la chaleur échangée par les veines fluides augmente à mesure que le nombre de Reynolds augmente (figure 3a)

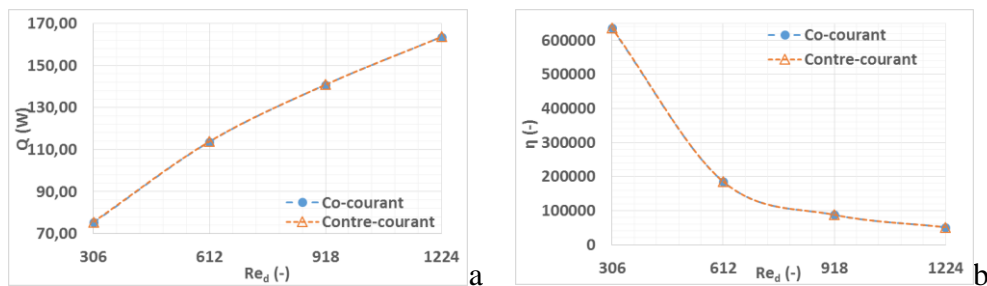


Figure 3: Performances thermiques (a) et thermo-hydrauliques (b) globales

Par contre, contrairement à ce que l'on connaît classiquement de l'échangeur de chaleur à tubes coaxiaux, on observe sur la figure 3a que l'arrangement de l'écoulement en co-courant ou en contre-courant dans la présente géométrie affecte très peu la puissance thermique de l'échangeur InHEX. La figure 3b montre clairement que l'augmentation du nombre de Reynolds conduit à une diminution des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur InHEX. Cette observation est due au fait que la puissance de pompage augmente plus rapidement que la puissance thermique avec le nombre de Reynolds indiquant une meilleure utilisation du fonctionnement stationnaire de l'échangeur InHEX aux faibles valeurs de nombres de Reynolds lorsque les coûts d'exploitation peuvent constituer une limitation.

3.2 Fonctionnement transitoire de l'échangeur InHEX

Dans cette section, le potentiel de l'InHEX à gérer la demande de froid est étudié en analysant le déstockage de froid (stockée dans la masse de l'échangeur) induite par un écoulement d'eau dans la veine chaude lorsque la circulation d'eau dans la veine froide est arrêtée. La température du matériau conducteur, de la veine chaude et de la veine froide est fixée à la même valeur initiale de 275K. Le déstockage de froid est donc simulé seulement avec la circulation de fluide chaud (fluide froid stagnant dans la veine froide). A l'instant initial $t = 0s$, le fluide chaud atteint l'entrée de l'échangeur de chaleur avec un profil de vitesse de Poiseuille et une température de mélange de 275K.

3.2.1 Analyse du déstockage de froid

Afin d'étudier le déstockage du froid par l'InHEX, des simulations transitoires ont été effectuées pour deux valeurs de nombres de Reynolds $Re_d = 612$ et $Re_d = 1224$ pendant une

durée de déstockage de 20s. Les précédentes équations d'énergie (3) et (4) sont analysées, terme à terme afin d'évaluer les différentes composantes thermiques transférées par conduction et par convection dans l'InHEX. Ces équations peuvent être écrites sous la forme locale (dans une cellule du maillage) comme suit:

$$\dot{q}_{st,w,loc} + \dot{q}_{conv,w,loc} = \dot{q}_{cond,w,loc} \quad (8)$$

$$\dot{q}_{st,Al} = \dot{q}_{cond,Al} \quad (9)$$

\dot{q}_{st} , \dot{q}_{conv} , \dot{q}_{cond} sont respectivement les densités volumiques de flux thermique stockée/déstockée et transférées par convection et par conduction à travers les différentes facettes d'une cellule du domaine de calcul. Ces quantités sont alors intégrées dans le domaine de calcul pour obtenir les flux thermiques totaux comme suit:

$$\dot{q}_{st,Al,g} = \int_{Vol,Al} \rho_{Al} C_{pAl} \frac{\partial T}{\partial t} dv; \quad \dot{q}_{conv,w,g} = \int_{Vol,w} \rho_w C_{pw} \vec{V} \cdot \vec{V} T dv \quad (10)$$

Les températures moyenne du matériau conducteur et de mélange du fluide à la sortie de la veine chaude peuvent être définies comme suit:

$$T_{av,Al} = \frac{1}{Vol,Al} \int_{Vol,Al} T dv; \quad T_{b,w} = \frac{1}{\dot{m}_w} \int_{So,w} \rho_w \vec{V} \cdot \vec{n} T ds \quad (11)$$

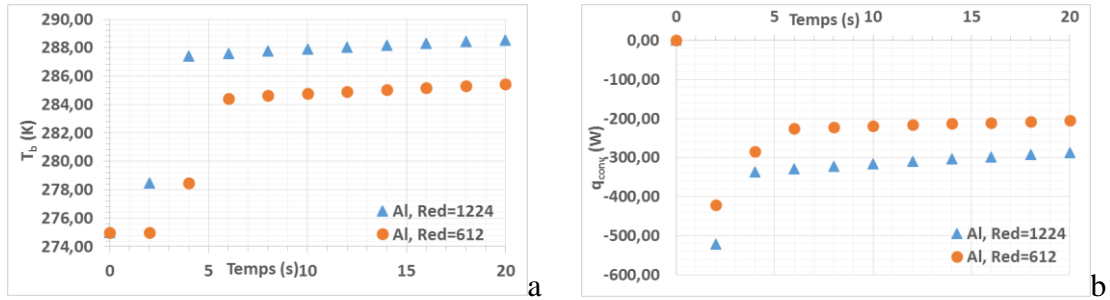


Figure 4: Evolution temporelle: (a) de la température de mélange à la sortie de la veine fluide, (b) de la puissance convective dans le fluide chaud

La figure 4 présente l'évolution temporelle de la température de mélange à la sortie de la veine et celle du flux de chaleur par convection dans le fluide chaud pour les deux valeurs de nombres de Reynolds. On observe que pour $Re_d = 612$, pendant approximativement les deux premières secondes, la température du fluide varie très peu (figure 4a). Ceci correspond approximativement au temps requis par l'écoulement, initialement à la même température que l'élément conducteur pour passer complètement à travers la veine fluide ($Ue = 0,1ms^{-1}$, longueur active de la veine = 0,39m). Cette transition initiale représente également un transfert de chaleur convectif important entre le fluide chaud injecté dans l'InHEX et le champ isotherme à basse température dans l'intégralité de l'InHEX. La variation élevée du flux convectif (négatif car le fluide chaud cède de la chaleur) observé entre $t = 0s$ et $t = 4s$ sur la figure 4b est liée à la progression du front chaud dans la veine fluide et donc à l'augmentation progressive du transfert de chaleur à l'interface fluide-solide. Après cette transition initiale liée à l'advection de la condition thermique d'entrée, un régime de déstockage progressif de froid par l'élément conducteur se met en place à environ $t = 6s$. La puissance thermique transférée par conduction au matériau conducteur (figure 5a) augmente dans la phase de transition initiale avec le déplacement du front chaud convectif et après environ 4s, la puissance thermique échangée avec le matériau conducteur décroît progressivement du fait de l'augmentation de sa température moyenne (figure 5b). Lorsque le nombre de Reynolds augmente à $Re_d = 1224$, le front convectif se déplace deux fois plus vite que celui à $Re_d = 612$. La phase de transition initiale due à l'advection de la condition thermique d'entrée est raccourcie à environ 1s comparée à 2s à $Re_d = 612$ mais avec une valeur plus élevée de la température de mélange en sortie. De plus, l'établissement d'un

régime progressif de déstockage de froid se produit plus tôt à environ $t = 4s$ (apparition à $t = 6s$ à $Re_d = 612$) comme on l'observe sur la figure 4a et la figure 4b.

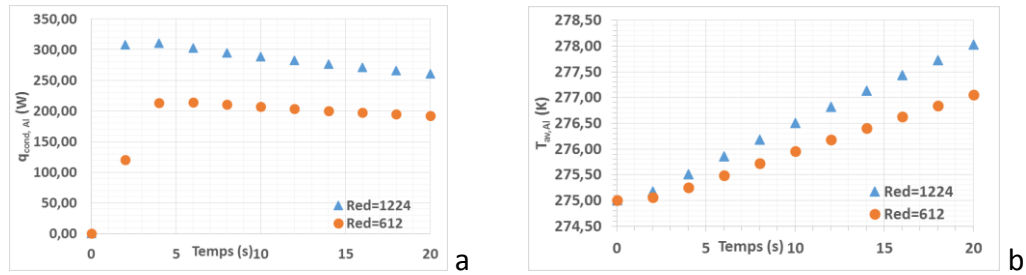


Figure 5: Evolutions temporelles: (a) du flux conductif de chaleur dans le matériau, (b) de sa température moyenne

Lorsque le nombre de Reynolds augmente de $Re_d = 612$ à $Re_d = 1224$, la température de mélange du fluide chaud à la sortie de l'InHEX augmente de $3^\circ C$ après la phase initiale de transition due à une augmentation du débit massique de fluide chaud. Le flux thermique conductif dans le matériau augmente conduisant à une élévation de sa température (figure 5).

3.2.2. Efficacité de déstockage de froid

Afin d'évaluer l'efficacité de déstockage de froid, la réserve locale de froid dans une cellule de l'InHEX ϵ_{loc} est définie en rapportant la densité de froid dans la cellule à un instant t donnée à la densité de froid à l'instant initial t_0 , référencée à la température $T_{ref} = 285K$.

$$\epsilon_{loc}(t) = \frac{\rho C_p (T_{ref} - T(t))}{\rho C_p (T_{ref} - T(0))} \quad (12)$$

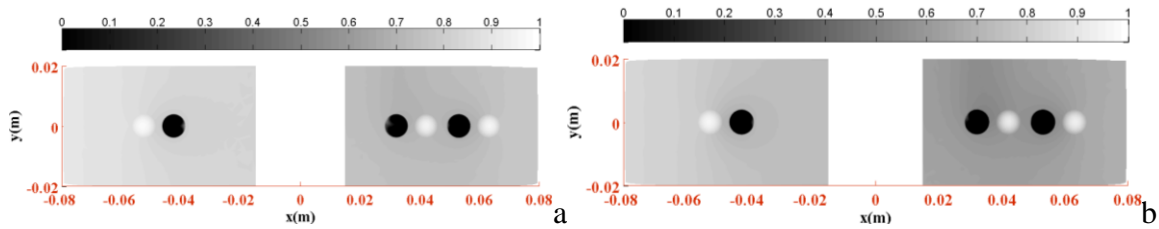


Figure 6: Réserve locale de froid dans le plan médian à $t=20s$ pour $Re_d=612$ (a) et 1224 (b)

La figure 6 montre la distribution locale de la réserve locale de froid dans le plan médian de l'InHEX $z = 0$ à $t = 20s$ et pour les deux nombres de Reynolds étudiés. La réserve de froid dans le InHEX reste encore élevée à $t = 20s$ pour $Re_d = 612$ dans le matériau conducteur (voir figure 6a). Évidemment, la réserve de froid est proche de zéro et même négative dans la veine fluide chaude (circulant dans l'InHEX) mais élevée dans le fluide froid (au repos dans l'InHEX). La réserve la plus élevée est en effet observée au centre de la veine fluide froide en raison de la différence de capacité calorifique du fluide (eau) par rapport au matériau conducteur (aluminium, figure 6a). L'augmentation du nombre de Reynolds à $Re_d = 1224$ conduit évidemment à une diminution significative de la réserve de froid. Cependant, le processus de déstockage de froid est nettement plus uniforme à faible nombre de Reynolds par rapport aux nombres de Reynolds élevés. Afin de quantifier l'uniformité de déstockage de froid, la figure 7 présente l'évolution temporelle de la moyenne volumique de la réserve de froid et de son écart-type moyenné dans le volume du matériau conducteur. La réserve moyenne de froid diminue dans le temps avec une pente plus abrupte aux grandes valeurs de nombres de Reynolds en raison du déstockage progressif du froid (voir figure 7a). En ce qui concerne l'uniformité de déstockage de froid, la figure 7b montre clairement que l'écart-type moyen de la réserve de froid augmente avec le temps avec des valeurs plus élevées pour la plus grande valeur du nombre de Reynolds. Après 20 secondes de déstockage de froid, la

différence d'écart-type entre $Re_d = 612$ et $Re_d = 1224$ augmente de 0 à 25% indiquant une mauvaise uniformité de déstockage aux nombres de Reynolds élevés.

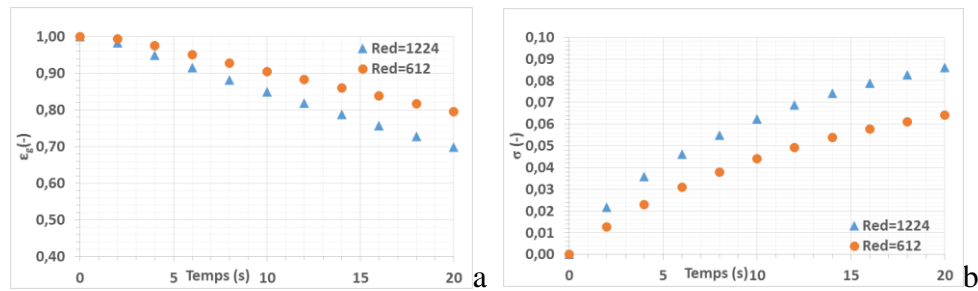


Figure 7: Evolution de la réserve moyenne de froid dans le matériau (a) et de son écart type (b)

4. Conclusion

Dans ce travail, un nouveau concept d'échangeur de chaleur capable de simplement transférer de la chaleur ou du froid en régime permanent et/ou de stocker une partie de celui-ci en régime transitoire on a étudié numériquement étudié. Une attention particulière a été accordée au fonctionnement transitoire de l'échangeur. Les principaux résultats qui ressortent de cette étude sont les suivants:

- ✓ Pour un fonctionnement en régime permanent, l'arrangement de l'écoulement en co-courant ou en contre-courant dans un échangeur de chaleur inertiel à spirale a très peu d'influence sur la puissance thermique transférée entre les veines fluides. Les meilleures performances thermo-hydrauliques sont obtenues aux faibles valeurs de nombres de Reynolds
- ✓ Pour un fonctionnement transitoire et, pour un matériau isotrope donné, la réserve de froid diminue dans le temps avec une pente plus abrupte pour des nombres de Reynolds élevés mais, pour une géométrie donnée des veines fluides, une meilleure uniformité de déstockage de froid est obtenue aux faibles valeurs de nombres de Reynolds

Ce travail sera poursuivi en utilisant les conditions d'entrée temporellement variables afin de simuler un fonctionnement intermittent pour une utilisation pratique de cet échangeur.

Remerciements

Ce travail a été réalisé avec le soutien financier du département EEA de l'Ecole des Hautes Etudes d'Ingénieur de Lille et du Département EI de Mines de Douai

Références

- [1] J.V. Simo Tala, D. Bougeard, S. Russeil, J.-L. Harion, Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 225-235, 2012.
- [2] P. Naphon, S. Wongwises, A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.10 pp. 460-490.
- [3] JM Tarbel and MR Samuel, Momentum and heat transfer in helicoidal coil, *Chemical Engineering Journal*, Vol.5 pp. 117-127, 1973
- [4] CD-Adapco Star CCM+ v10, User guide, 2015.
- [5] H. Ito, Friction factors for turbulent flow in curved pipes, *Journal of Basic Engineering*, Vol 81, pp123-134, 1959.
- [6] M. Ciofalo and M Di Liberto, Fully developed laminar flow and heat transfer in serpentine pipes, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol 96 pp 248-266, 2015