

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/264860774>

Simulation de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial

CONFERENCE PAPER · DECEMBER 2011

DOI: 10.13140/2.1.2070.2088

READS

482

3 AUTHORS, INCLUDING:



[Abdelhafid Moummi](#)

Université de Biskra

58 PUBLICATIONS 178 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)



[Moummi Noureddine](#)

Université de Biskra

85 PUBLICATIONS 267 CITATIONS

[SEE PROFILE](#)

Simulation de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial

Mohamed Amine Abdelghani Mokrane¹, Abdelhafid Moummi^{1,2}, Nouredine Moummi¹

¹ Laboratoire de génie mécanique (LGM), Université Mohamed Khider-Biskra 07000, Algérie

² Laboratoire de Génie Civil, Hydraulique, Développement Durable et Environnement (LAR-GHYDE), Université Mohamed Khider-Biskra 07000, Algérie

Email : (amine197832@yahoo.fr)

Résumé : Le but de ce travail est de déterminer le champ de la température pour les deux fluides (chaud et froid) qui circulent respectivement dans le conduit cylindrique interne et dans l'espace annulaire d'un échangeur de chaleur coaxial, également que dans les parois solide de l'échangeur fonctionnant en régime permanent. Ce travail a été réalisé par le biais d'un logiciel de simulation numérique nommée Fluent 6.0.12 qui à permet d'avoir des résultats probants et réalistes.

Mots clés : échangeur coaxial, transfert thermique, simulation, champs de température, régime permanent.

1. Introduction

Dans les sociétés industrielles dont le fluide vital est l'énergie, les échangeurs thermiques ont acquis une importance économique majeure, en estime que presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur.

Il est donc essentiel de maîtriser leurs conceptions et le calcul qui s'y rapportent. Dans ce travail de simulation numérique nous nous sommes intéressés à l'étude du comportement thermique des deux fluides en circulation dans un échangeur de chaleur concentrique, l'étude de simulation numérique à été réalisé par un code de calcul puissant (fluent) basé sur des interprétations visuelles qui ont permis de mieux comprendre le phénomène de transfert de chaleur pour différentes configuration d'écoulement.

2. matériels et méthodes

L'étude thermique exige la résolution de l'équation d'énergie par des méthodes numériques et la construction d'un programme qui donne la solution finale tel que le langage MATLAB. La présence des logiciels qui facilitent le travail et qui donnent des résultats précis nous a conduit à résoudre ce problème par le logiciel fluent. C'est un logiciel convivial et très généraliste, il permet de modéliser à la fois des mouvements fluides. Des transferts de chaleur, de masse et des réactions chimiques.

3. Description est présentation du problème thermique

3.1 Equation d'énergie

Le problème thermique se résout par l'équation d'énergie en appliquant le premier principe de la thermodynamique à des fluides en mouvements, dans cette étude nous avons trois équations pour le fluide1 (chaud) ; fluide2 (froid) et la paroi, dans certaines études la résistance de la paroi a été exprimer par les conditions aux limites. En faisant appel aux variables réduites et après simplification nous aurons les équations qui régissent le problème suivantes :

Pour le fluide chaud :

$$(-1)^m u \frac{d(\theta)}{dZ} = 2 \frac{R_i}{P_e} \left[\frac{d^2 \theta}{d^2 Z} + \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{d\theta}{dR} \right) \right] \quad (1)$$

Pour le fluide froid
$$u \frac{d(\theta)}{dZ} = 2 \frac{(R_0 - 1)}{P_{e2}} \left[\frac{d^2 \theta}{d^2 Z} + \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{d\theta}{dR} \right) \right] \tag{2}$$

Pour la paroi
$$0 = \alpha_{sf} \frac{R_i}{P_{e1}} \left[\frac{d^2 \theta}{d^2 Z} + \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left(R \frac{d\theta}{dR} \right) \right] \tag{3}$$

Avec $m=2$, pour la configuration courants parallèles et $m=1$, pour la configuration courants inversés

$$R_0 = \frac{R_2}{R_1} \quad R_i = \frac{R_3}{R_1} \quad R = \frac{R}{R_1} \quad Z = \frac{z}{R_1} \quad \theta = \frac{T - T_{e1}}{T_{e2} - T_{e1}}$$

$\alpha_{sf} = \frac{\alpha_s}{\alpha_f}$ Le rapport entre la diffusivité thermique de la paroi et celle de l'un des deux fluides

La simulation et la résolution numérique des équations gouvernantes ont été faites par le logiciel fluent 6.0.12 qui utilise la méthode des volumes fini. Avant de résoudre le problème il faut tout d'abord identifier le module de maillage Gambit, (figure.1) Ce module intégré avec le logiciel Fluent est fait pour effectuer la structure du problème, et pour préciser en particulier les conditions aux limites et le maillage (figure.2).

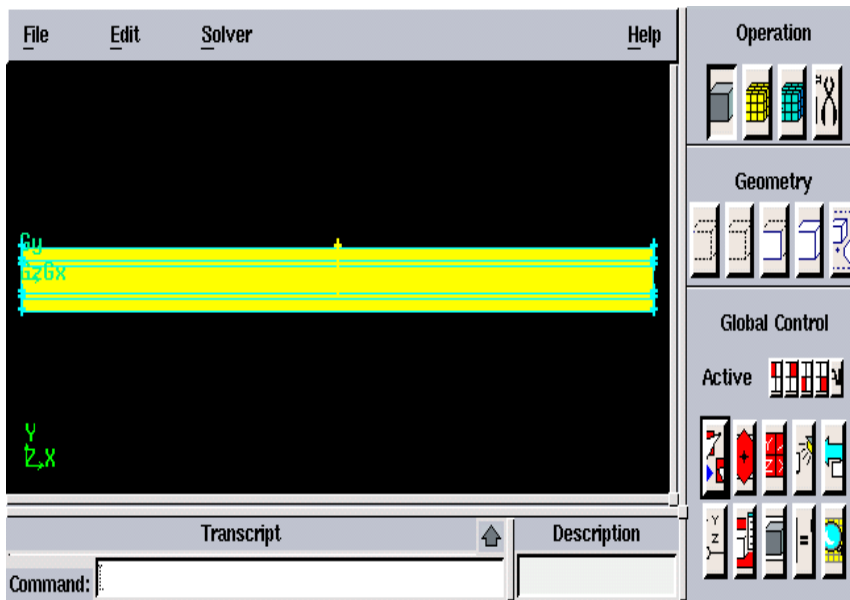


Fig. 1. Module de maillage gambit

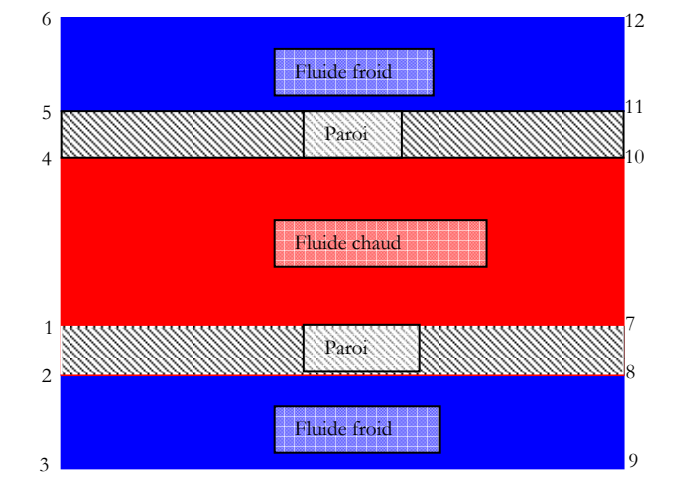


Fig.2. Schématisation des conditions aux limites

Tableau 1. Conditions aux limites

Mode d'écoulement Contre-courant	Mode d'écoulement Co-courant
Ligne 10-7 : entrée de fluide chaud	Ligne 5-6 et 2-3 : entrée de fluide froid
Ligne 5-6 et 2-3 : entrée de fluide froid	Ligne 1-4 : entrée de fluide chaud
Ligne 1-4 : sortie de fluide chaud	Ligne 10-7 : sortie de fluide chaud
Ligne 8-9 et 11-12 : sortie de fluide froid	Ligne 8-9 et 11-12 : sortie de fluide froid

3.2 Précision des conditions aux limites

La longueur d'échange considéré dans cette étude est de 01 mètre.

La température du fluide chaud est de 353°K

La température du fluide froid est de 303°K

4. Présentations des résultats et discussion

4.1 Mode co-courant

La figure 3 représente la variation de la température suivant le rayon et la longueur de l'échangeur en régime laminaire ($Q_f = Q_c = 1,767.10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$) en mode d'écoulement co-courant pour des nombre de Reynolds respectifs ($Re_c = 168,53$ et $Re_f = 5,64$) ou les vitesses d'écoulement sont, $U_c = 0,01 \text{ m/s}$ pour le fluide chaud et $U_f = 0,000658 \text{ m/s}$ pour le fluide froid.

A l'entrée de l'échangeur la température n'est pas homogène dans l'espace cylindrique interne (fluide chaud) et dans l'espace annulaire à cause de l'écart de température existant entre les deux fluides dû principalement à l'absence de la vitesse fluctuante qui joue le rôle de facteur d'homogénéisation de la température qui permet le mélange parfait avec une seule température.

La figure 4, montre la variation de la température radiale au niveau de la paroi de séparation de l'échangeur à la sortie des deux fluides. Où on constate qu'il n'y a pas un écart de température significatif entre la paroi en contact avec le fluide froid et celle avec le fluide chaud ($\Delta T = 01 \text{ °K}$), car la vitesse des deux fluides est très faible ce qui leur donne suffisamment du temps pour échanger de la chaleur avec en particulier des pertes calorifiques importantes (diffusion axiale).

La figure 5 représente la variation de la température de la paroi séparatrice à l'entrée des deux fluides suivant le rayon 341 °K correspond à la température du point 1 adjacent au fluide chaud, et 338 °K la température du point 2 adjacent au fluide froid).

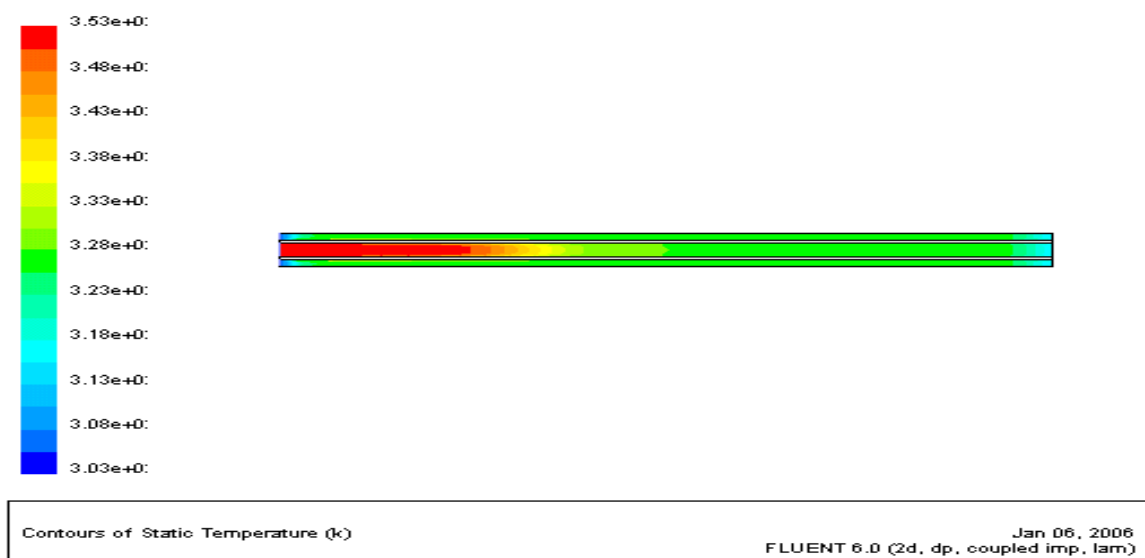


Fig .3. Evolution des champs de température en mode d'écoulement Co-courant.

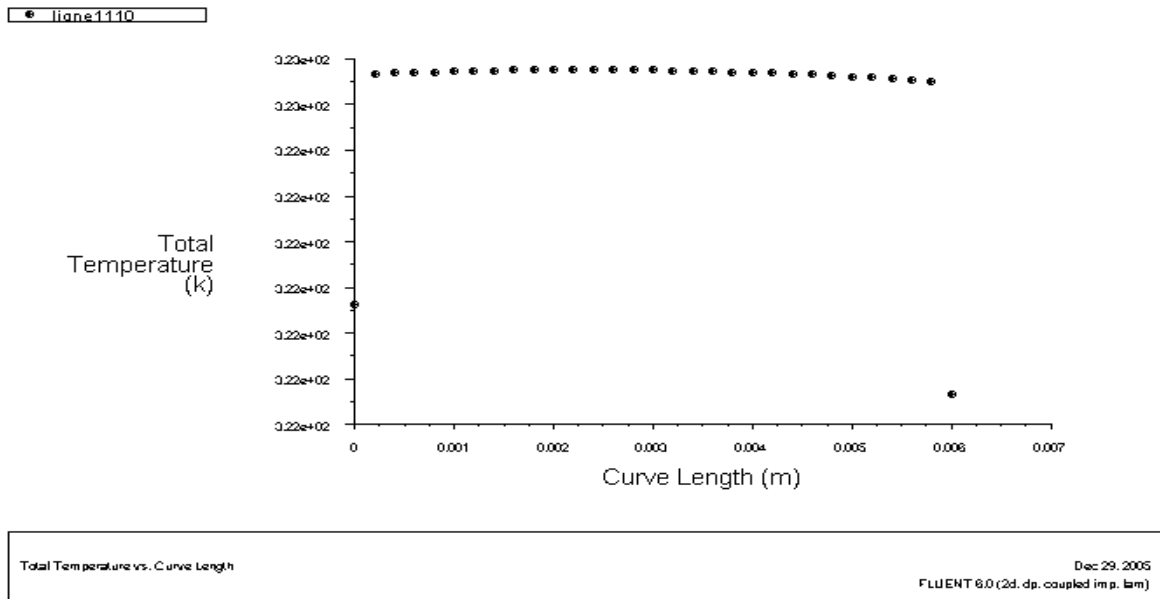


Fig. 4. Variation de la température radiale au niveau de la ligne 11-10

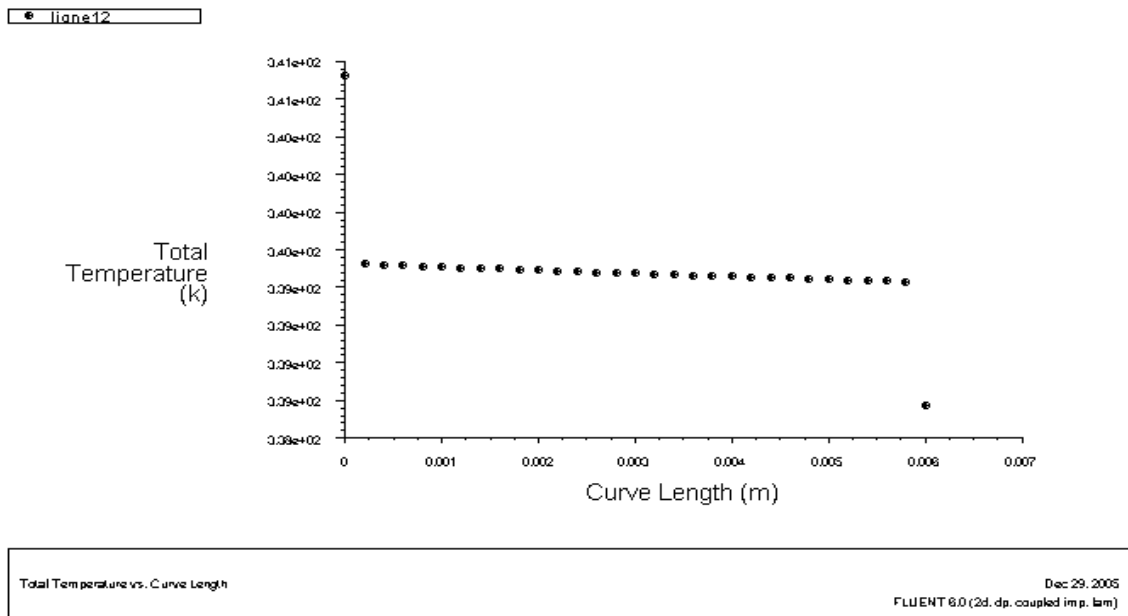


Fig. 5. Variation de la température de la paroi séparatrice à l'entrée au niveau de la ligne1-2

4.2 Mode contre courant

La figure 6 représente la variation de la température suivant le rayon et la longueur de l'échangeur en régime d'écoulement laminaire ($Q_f = Q_c = 1,767 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ en mode contre courant ou le nombre de $Re_c = 168,53$ et $Re_f = 5,64$ qui correspond respectivement aux vitesses $U_c = 0,01 \text{ m/s}$ et $U_f = 0,000658 \text{ m/s}$).

En remarque qu'il y'a une variation de la température suivant le rayon et la longueur pour la cylindre et l'espace annulaire ou le fluide chaud sort avec une température plus élevée par rapport à la configuration co-courant. La présence de la diffusion axiale due au faible nombre de Peclet et la convection radiale qui apparaît simultanément en présence d'un gradient de température ce manifeste par un gradient de masse volumique qui donne naissance à un mouvement convectif.

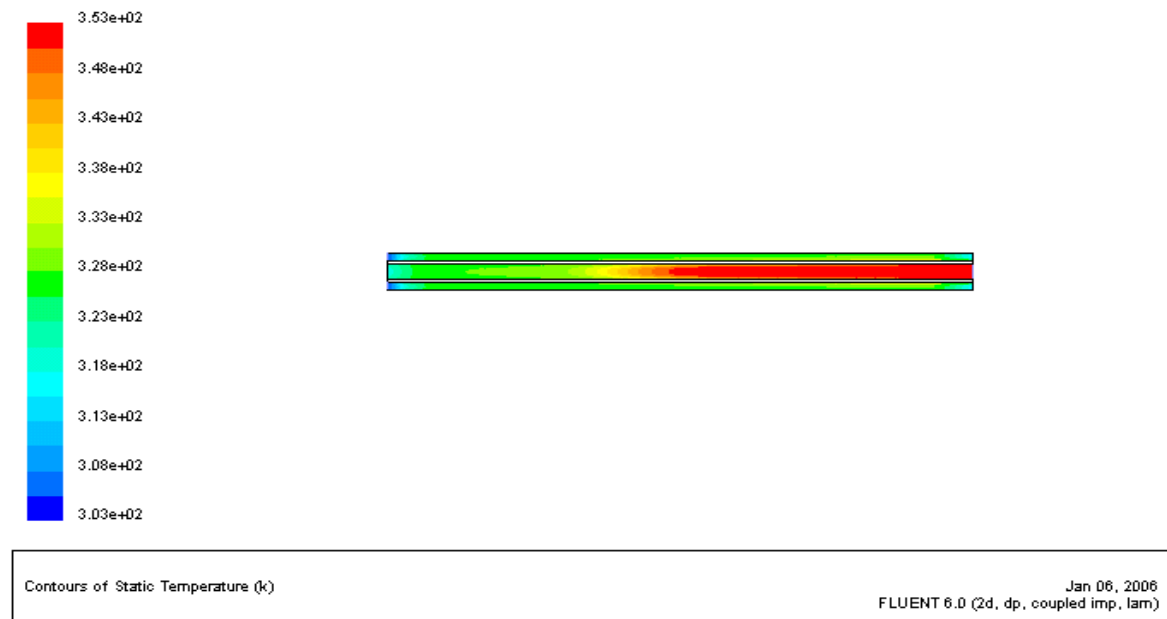


Fig. 6. Evolution des champs de température en mode d'écoulement contre courant

5. Conclusion

L'étude de simulation numérique a été faite par le logiciel fluent qui a donné de bons résultats pour la configuration contre courant et des résultats loin de la réalité en présence de la configuration co-courant malgré qu'il y a certaines ressemblances surtout en ce qui concerne la répartition de la température suivant le rayon. Notre travail c'est concentré sur le comportement des échangeurs de chaleur concentriques à contre courant et co-courant en régime permanent. Où on a pu mettre en évidence la caractéristique la plus importante de l'échangeur à contre courant, qui est le croisement des températures des deux fluides, qui a duré 0,3 mètre dans le régime laminaire, alors qu'il est impossible en mode d'écoulement co-courant.

Si l'on considère une direction quelconque non normale aux filets fluides, l'échange de chaleur est imputable simultanément aux phénomènes de convection et de conduction. Le mécanisme de transfert de chaleur par convection entre la paroi et le fluide entre la paroi et la sous couche limite visqueuse, s'effectuent par conduction uniquement, les particules fluides au voisinage de la sous couche visqueuse s'échauffent puis se déplacent vers l'extérieur ; où elle se mélangent avec le fluide le plus froid, il en résultent un transfert thermique important.

On admet que dans la couche limite il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur se transmet par conduction perpendiculairement à la paroi. La conductivité des fluides étant faible par rapport à celle des solides, cette couche constitue donc une zone importante de résistance au transfert de chaleur. Il y a ainsi une forte variation de température dans cette couche. On peut ainsi expliquer qu'une paroi d'échangeur puisse être à une température beaucoup plus basse ou élevée que la température mesurée au sein du fluide.

6. Nomenclature

- L : longueur (m)
- P : pression du fluide (Pa)
- P : pression adimensionnelle du fluide
- Δp : pertes de charge (Pa)
- Q : débit massique (kg/s)
- R1 : rayon extérieur du tube intérieur (m)
- R : rayon intérieur de tube intérieur (m)
- R2 : rayon intérieur de tube extérieur (m)
- S1 : surface du tube cylindrique interne (m²)
- S : surface de l'espace annulaire
- U_m : vitesse moyenne du fluide (m/s)
- u : vitesse axiale d'écoulement (ms)
- U : vitesse axiale adimensionnelle

v : vitesse radiale (m/s)

V : vitesse radiale adimensionnelle

ρ : masse volumique (kg/m³)

ν : viscosité cinématique (m²/s)

K : coefficient de pertes de charge singulière

μ : viscosité dynamique (Pa.s)

Re : Nombre de Reynolds

7. Références

- [1] S. Krouma., O. Tourki, Calcul de transfert de masse et de chaleur dans un fluide en écoulement dans une conduite à 90°, Mémoire d'ingénieur, Université de Biskra (2003).
- [2] A.Berkoune, Aide mémoire de mécanique du fluide, (formule et équations définition et terminologie), office des publications universitaires, (2001).
- [3] N.Boultif, Simulation numérique et étude expérimentale des échangeurs de chaleur concentrique fonctionnant en régime transitoire, Mémoire de magister, université de Batna (2003).
- [4] C.Bougriou, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, cours de technologie et calcul des échangeurs de chaleur, Institut de mécanique Université de BATNA, (2002).
- [5] F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, techniques et documentations, France (1978).
- [6] J.Padet, Fluide en écoulement (méthodes et modèles), Université de Reims France, Edition MASSON, France (1991).
- [7] A.Fortier, Mécaniques des fluides et transferts de chaleur et de masse par convection, Université de Paris Masson et C, EDITEUR 120 Boulevard saint-germain, paris 6.
- [8] A.Mokrani, Conception, réalisation et étude expérimentale d'un échangeur de chaleur, (mémoire de fin d'étude Université de BLIDA, (1992).
- [9] J.Padet, Echangeurs thermiques, (méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus), Université Reims France, Edition Masson Paris, France (1994).
- [10] J.Petit, Convection naturelle, cours de transfert par convection, Paris, France (1990).
- [11] F.Bencheikh, Etude numérique de la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tubes en configurations courants parallèles et courants inverses, mémoire de magistère, université de BLIDA. Algérie (1999).