

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ÉTUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES ET DYNAMIQUES D'UN ECHANGEUR CONCENTRIQUE PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

Présenté par :

- **HERMAK Mohammed**
- **HERMAK Bousmaha**
- **LERGUET Chellali**

Soutenu le : 13/07/2021 devant le Jury :

Dr MEDJAHED Driss Meddah	MCB	Centre Universitaire Naâma	Examineur
Mr BENAMEUR Benamar	MAA	Centre Universitaire Naâma	Encadreur
Dr Khatir Naima	MCA	Centre Universitaire Naâma	Président

Nâama – Algérie - 2021

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

اللهم صل على سيدنا محمد وعلى آله وصحبه
وسلم تسليما كبيرا إلى يوم الدين

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à mes chers parents pour leur soutenu constant et leurs encouragements. Ma reconnaissance et mes sincères remerciements vont à mon encadreur pour m'avoir dirigé tout au long de la réalisation de ce travail, ses orientations, sa compréhension, sa disponibilité constante m'ont été d'une précieuse aide.

Je remercie également toute l'équipe pédagogique du centre universitaire

SALHI AHMED

Résumé :

Dans ce mémoire, une étude stationnaire des performances d'un échangeur tubulaire concentrique dans les deux cas : co-courant et contre-courant, fonctionnant en régime turbulent, a été effectuée en utilisant le model algébrique de y^+ . La simulation a été effectuée dans l'environnement COMSOL qui est basé sur la méthode des éléments finis. Les résultats obtenus ont montrés clairement l'effet de sens d'écoulement des deux fluides chaud et froid sur les performances de l'échangeur.

Abstract :

In this thesis, a stationary study of the performance of a concentric tubular exchanger in the two cases: co-current and counter-current, operating in a turbulent regime, was carried out using the algebraic model of y^+ . The simulation was performed in the COMSOL environment which is based on the finite element method. The results obtained clearly showed the effect of the direction of flow of both hot and cold fluids on the performance of the exchanger.

ملخص :

في هذه الأطروحة ، تم إجراء دراسة ثابتة لأداء مبادل أنبوبي متحد المركز في الحالتين: التيار المشترك والتيار المعاكس ، الذي يعمل في نظام مضطرب ، باستخدام النموذج الجبري لـ y^+ . تم إجراء المحاكاة في بيئة COMSOL التي تعتمد على طريقة العناصر المنتهية. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها بوضوح تأثير اتجاه تدفق كل من السوائل الساخنة والباردة على أداء المبادل.

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités et recherche bibliographique.....	3
I.1. Introduction	3
I.2. Définitions	3
I.3. Principe de fonctionnement.....	3
I.4. critère de classement des échangeurs.....	3
<i>I.4.1. Type de contact</i>	3
<i>I.4.2. Classement suivant le type d'échange</i>	4
<i>I.4.3. Classement suivant la disposition de l'écoulement</i>	4
<i>I.4.4. Classement fonctionnel</i>	5
<i>I.4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur</i>	5
<i>I.4.6. Classement suivant la nature de matériau de paroi</i>	5
<i>I.4.7. Classement technologique</i>	6
<i>I.4.8. Echangeurs tubulaires</i>	6
<i>I.4.9. Echangeurs à plaques</i>	7
I.5. Autres types d'échangeurs	8
I.6. Généralités sur le transfert de chaleur	11
<i>I.6.1 Le transfert de chaleur</i>	11
<i>I.6.2. Les mode de transfert de chaleur</i>	11
I.6.2.1 Conduction.....	11
I.6.2.2 <i>Covection</i>	13
I.6.2.3 <i>Rayonnement</i>	13
I.7. Recherche bibliographique	16
I.8. Conclusion	22
Chapitre II : Formulation mathématique.....	23

II.1. Introduction	23
II.2. Présentation de problème étudié	23
II.3. Hypothèse simplificatrices.....	24
II.4. Formulation mathématique	25
II.5. Conditions aux limites	26
II.6. Méthode de résolution	27
Chapitre III : Résultats, discussions et interprétation	28
III.1. Introduction	28
III.2. géométrie et maillage	28
III.3. Résultats de simulation	29
III.4. Conclusion	38
Conclusion Générale.....	40
Référence bibliographique	42

Introduction générale

L'épuisement continu des ressources des énergies fossiles avec les problèmes de pollution et l'effet de serre ont sollicité plus en plus l'intention des experts énergéticiens à maîtriser et optimiser leurs designs des appareils énergétique en termes d'efficacité et rentabilité. La notion de design en ingénierie d'énergie est devenue un facteur très important en économie national à cause de leur importance dans le plan de gestion des ressources.

Les échangeurs à double tubes concentriques sont des appareils importantes pour la récupération d'énergie thermique perdue dans les systèmes énergétiques, ou conserver l'énergie de système pour l'empêcher de se perdre, et par conséquent améliorer le rendement globales des processus liés aux ces systèmes. Le présent mémoire se focalise sur l'étude des performances thermiques et dynamiques au niveau des échangeurs tubulaires concentriques. Une formulation mathématique en utilisant les équations de transport a été fournie en régime laminaire et turbulent. Le logiciel COMSOL basé sur la méthode des éléments finis a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes et accéder aux informations de champ physique de l'échangeur.

Pour Cela, le présent mémoire a été enchainé comme suivant :

Chapitre I : Il présente des généralités sur les échangeurs de chaleurs en générale et les échangeurs tubulaires concentriques en particulier ; avec les phénomènes de transfert de chaleur impliqués au sein de l'échangeur. Il présente aussi une recherche bibliographique sur les travaux réalisés sur les échangeurs concentrique.

Chapitre II : Il fournit la formulation mathématique détaillé de problème thermo-fluidique avec les conditions aux limites.

Chapitre III : Il présente la simulation de l'échangeur tubulaire concentrique dans le cas co-courant et contre-courant. Les résultats présentés ont été commentés et interprétés en détail.

Chapitre I :

Généralités et recherche bibliographique

Chapitre I : Généralités et recherche bibliographique

I.1. Introduction :

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans l'industrie pour cela l'objectif de ce chapitre est de donné quelques généralités sur ces équipements.

I.2. Définitions :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

I.3. Principe de fonctionnement:

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

I.4. Critères de classement des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. énumérons les principaux:

I.4.1. Type de contact :

- **Échangeurs à contact direct :** Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.
- **Échangeurs à contact indirect :** les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

1.4.2. Classement suivant les types d'échange :

- **Échangeur sans changement de phase :**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Échangeur avec changement de phase:**

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

1- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

1- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

2- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

1.4.3. Classement suivant la disposition des écoulements :

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés ».

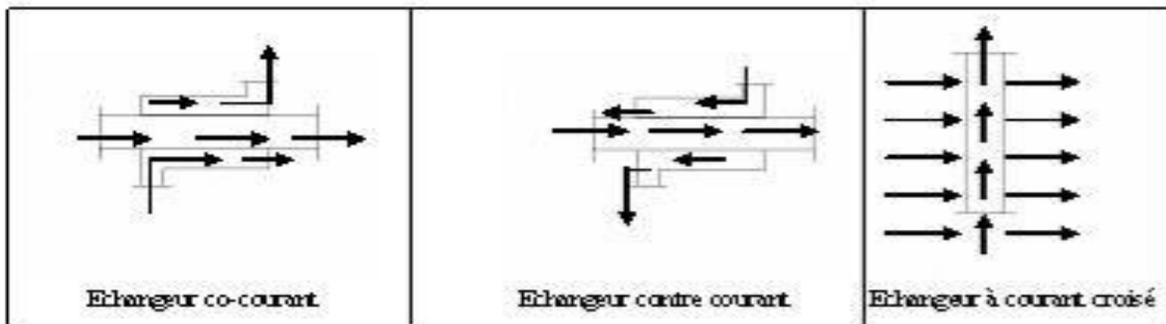


Figure I.1 : différent modes de circulation

1.4.4. Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;

1.4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

1.4.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

- ✓ les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- ✓ les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

1.4.7. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ✓ à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- ✓ à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- ✓ autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

1.4.8. Échangeurs tubulaires :

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- ✓ **échangeur monotube (figure I.2a)**, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ;
- ✓ **échangeur coaxial (figure I.2b)**, dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur
- ✓ **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
- ✓ **échangeur à tubes séparés (figure I.2c)** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,
- ✓ **échangeur à tubes rapprochés (figure I.2d)** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un

ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,

- ✓ *échangeur à tubes ailettes* (figure I.2e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.
- ✓ *échangeur à tubes et calandre* (figure I.2f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu

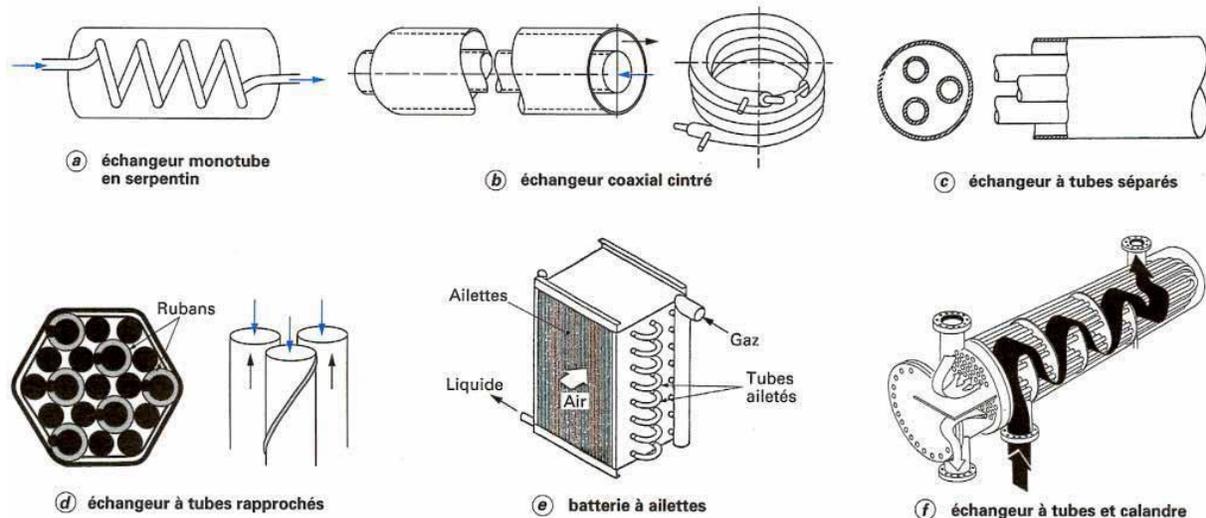


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires

1.4.9. Échangeurs à plaques :

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

- **Échangeurs à surface primaire**

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

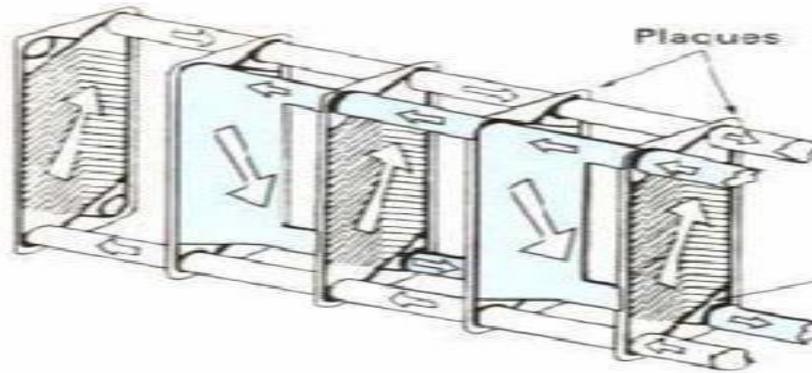


Figure I.3 : Échangeur à plaques

- **Échangeurs à surface secondaire :**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

I.5. Autres types d'échangeurs :

- **Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques**

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif.

Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

- **Echangeur régénérateurs rotatifs à matrice tournante :**

Ils présentent deux types d'écoulement :

- ✓ Un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement ;
- ✓ Un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

- ✓ A récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf ;
- ✓ La récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion.

- **Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)**

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid (**figure I.4a**).

Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire (**figure I.4b**).

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt.

Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné.

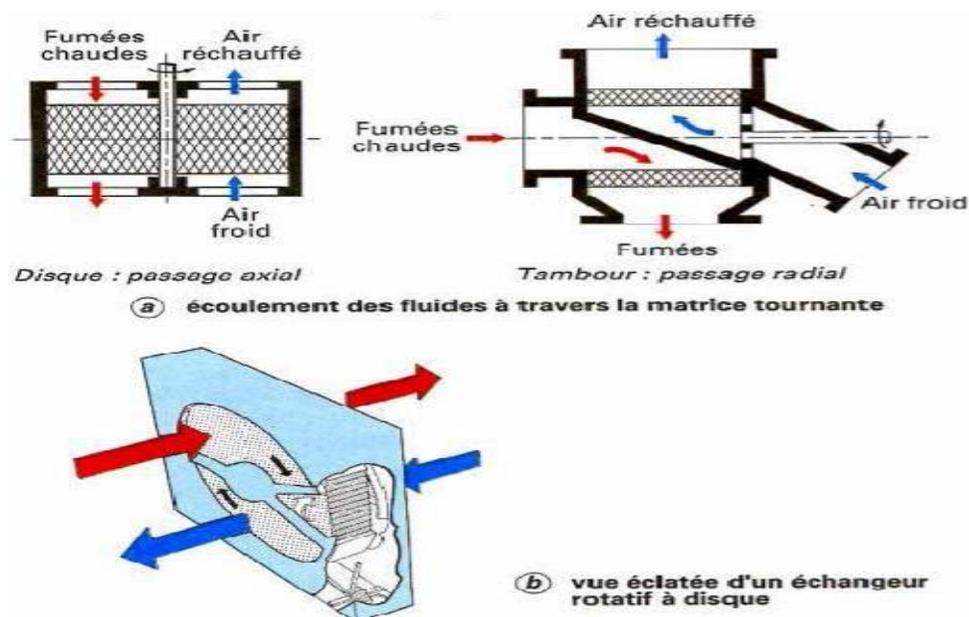


Figure I.4 : Échangeur rotatif à matrice tournante

I.6. Généralités sur le transfert de chaleur :

I.6.1 le transfert de chaleur :

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

I.6.2. Les modes de transfert de chaleur :

1.6.2.1. Conduction:

La conduction thermique est un phénomène de transfert de chaleur qui s'effectue dans les milieux solides où les milieux fluides statique. Le flux de chaleur qui s'écoule dans un espace 3D d'un milieu solide (ou fluide statique) s'exprime par la loi de Fourier généralisée suivantes :

$$\vec{q}''(\vec{r}, t) = -k\vec{\nabla}T(\vec{r}, t) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Cette loi généralisée peut être exprimée dans le cas unidirectionnel dans un mur d'épaisseur finis (voir figure I.12) dans le cas cartésien et cylindrique comme suivant :

- Cas cartésien (Mur plan) :

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{L} = k \frac{(T_1 - T_2)}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_x = q_x'' \cdot A = A \cdot k \frac{\Delta T}{L} = \frac{\Delta T}{R_{th,cond}} [W]$$

$$R_{th,cond} = \frac{L}{kA} \left[\frac{K}{W} \right]$$

- Cas cylindrique (Mur cylindrique) :

$$q_r'' = -k \frac{dT}{dr} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_r = q_r'' \cdot A = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} = \frac{2\pi rLk\Delta T}{\ln(r_1/r_2)} = \frac{\Delta T}{R_{th,cond}} [W]$$

$$R_{th,cond} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi rLk} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où k est la conductivité thermique, q'' est la densité de flux de chaleur en watts par unité de surface, q est le flux de chaleur en watts, $R_{th,cond}$ est la résistance thermique par conduction.

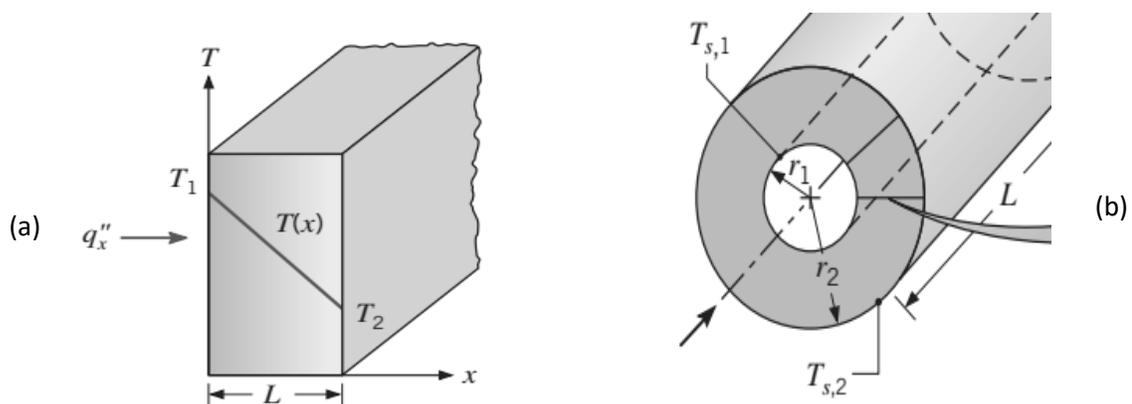


Figure I.5 : Conduction unidimensionnelle : (a) Cas cartésien (mur plan), (b) Cas cylindrique (mur cylindrique)

1.6.2.2. Convection :

La convection thermique est un phénomène de transfert de chaleur qui s'effectue entre un fluide en mouvement et une surface de limitation (voir figure I.13). Le flux de chaleur qui s'écoule entre le fluide en mouvement et la surface de limitation s'exprime par la loi de Newton comme suivant :

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q = q'' \cdot A = A \cdot h(T_s - T_\infty) = \frac{\Delta T}{R_{th,conv}} [W]$$

$$R_{th,conv} = \frac{1}{hA} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où h est le coefficient de convection, $R_{th,conv}$ est la résistance thermique par convection.

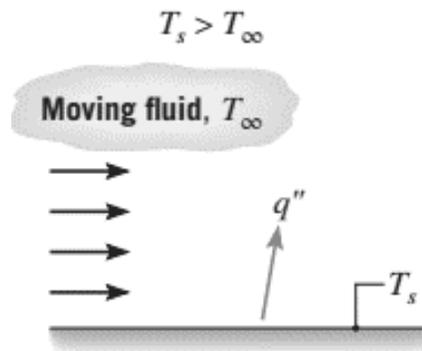


Figure I.6: Convection thermique d'une surface à un fluide en mouvement

1.6.2.3. Rayonnement :

Le rayonnement thermique est l'énergie émit par la matière qui est à une température non nul. Au moment que le transfert thermique par conduction et par convection nécessitent la présence d'un milieu matériel, le rayonnement ne le nécessite pas. En effet, le transfert thermique s'effectue en meilleur efficacité dans le vide.

Le rayonnement émit par une surface réelle qui limite une matière qui emmagasine une énergie thermique est appelé la puissance émissive de surface où elle est donnée par ;

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Il y a une limite supérieur de cette puissance émissive, où elle donnée par la loi de Stefan-Boltzmann comme suivant :

$$E_b = \sigma T_s^4 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Cette puissance corresponde à un corps noir ou un radiateur idéal.

Où T_s est la température de surface (K), σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4}$), ε est l'émissivité de surface où elle est dans l'intervalle $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Le rayonnement peut être aussi incident (G) sur la surface de ses environnements où l'intégralité de ce rayonnement ou une partie est absorbée selon la loi suivante :

$$G_{abs} = \alpha G \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Si la surface et ses environnements sont supposés des corps gris ($\alpha = \varepsilon$), alors que l'échange thermique net par rayonnement entre la surface et ses environnements est exprimé comme suivant :

$$q_{ray}'' = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{env}^4) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{ray} = h_r A (T_s - T_{env}) = \frac{\Delta T}{R_{th,ray}} [W]$$

$$\text{Où } h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{env})(T_s^2 + T_{env}^2) \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

$$R_{th,ray} = \frac{1}{h_r A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où α est l'absorptivité de surface, h_r est le coefficient de rayonnement, $R_{th,ray}$ est la résistance thermique par rayonnement.

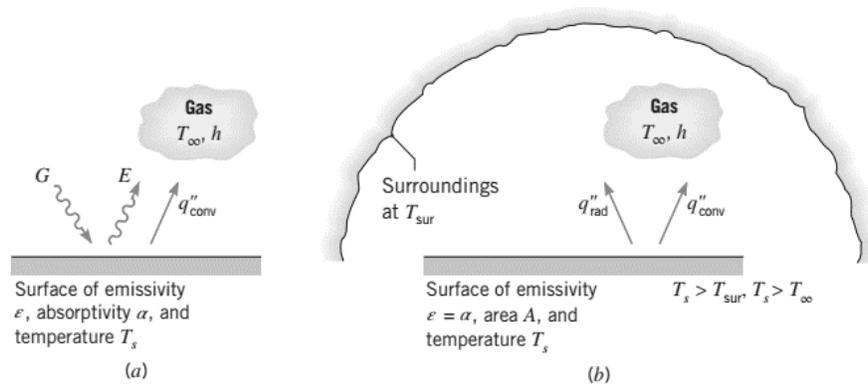


Figure I.7 : échange radiatif : (a) dans une surface (b) entre une surface et un environnement large.

Dans le cas où la surface de l'environnement est régulière et possède une orientation connue, le flux échangé entre les deux surface est donné par :

$$q_{ij} = A_i F_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = A_i h_r (T_i - T_j) = [W]$$

$$\text{Où } h_r = F_{ij} \sigma (T_i - T_j) (T_i^2 + T_j^2) = \frac{\Delta T}{R_{th,ray}} \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

$$R_{th,ray} = \frac{1}{h_r A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où F_{ij} est appelé facteur de forme.

I.7. Recherche bibliographique :

Turgut E., Çakmak G. et Yıldız [1], C ont effectué une étude pour déterminer les paramètres de conception optimaux de l'échangeur de chaleur concentrique avec injecteurs turbulateurs en utilisant la méthode de conception expérimentale de Taguchi. Dans l'étude, les effets sur le transfert de chaleur et perte charge des turbulateurs en forme d'injecteur ayant différents angles, diamètres et nombre ont fait l'objet d'une enquête. Des expériences ont été réalisées pour des valeurs de nombre de Reynolds entre 10 000 et 17 000. Cette étude a analysé cinq paramètres expérimentaux affectant le transfert de chaleur et la perte de charge de l'échangeur de chaleur concentrique avec turbulateurs selon la méthode Taguchi. Ainsi, le L_{16} ($4^2 \times 2^3$) des matrices orthogonales constituées de ces paramètres ont été sélectionnées pour la conception expérimentale. Les paramètres effectifs de transfert de chaleur et de perte de charge ont été commandés en nombre de Reynolds, nombre d'injecteur, angle d'injecteur, diamètre de l'injecteur et type d'arrangement, respectivement. Les résultats ont également prouvé que la méthode de conception expérimentale de Taguchi a été appliquée avec succès dans l'étude et les résultats numériques et expérimentaux étaient en très bon accord avec la littérature.

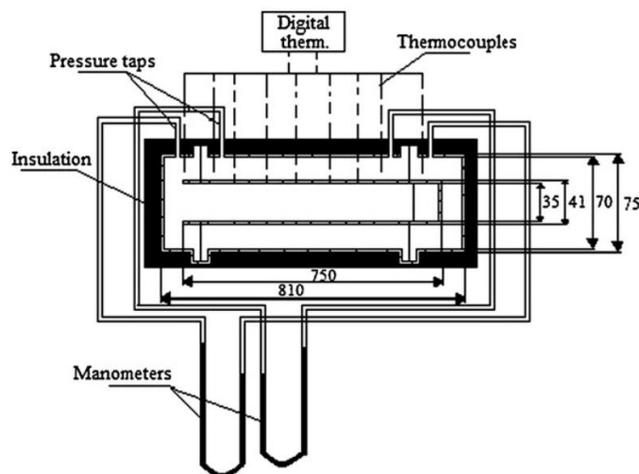


Figure I.8 : échangeur étudié par Turgut et al [1]

S Rădulescu, L I Negoită et I Onuțu [2] ont présenté des résultats d'analyse du transfert de chaleur pour refroidir un produit pétrolier dans deux types de échangeurs de chaleur à tubes concentriques : échangeurs de chaleur à tubes concentriques doubles et triples. Le fluide de refroidissement est l'eau. L'échangeur de chaleur à tubes concentriques triples est une construction modifiée de version d'échangeur de chaleur à double tube concentrique en ajoutant un tube intermédiaire. Ce tube intermédiaire améliore le transfert de chaleur en augmentant la surface thermique par unité de longueur. L'analyse du transfert de chaleur est faite à partir des données expérimentales obtenues lors des essais dans un échangeur de chaleur à tubes concentriques double et triple. Les débits de fluides, les températures d'entrée et de sortie de l'eau et des produits pétroliers sont utilisées pour déterminer les performances des deux échangeurs de chaleur. Principalement, pour les deux appareils, coefficients de transfert de chaleur global et les surfaces d'échange thermique sont calculés. Les résultats présentés montrent que les échangeurs concentriques triples offrent une meilleure efficacité de transfert de chaleur par rapport aux échangeurs double tubes concentriques.

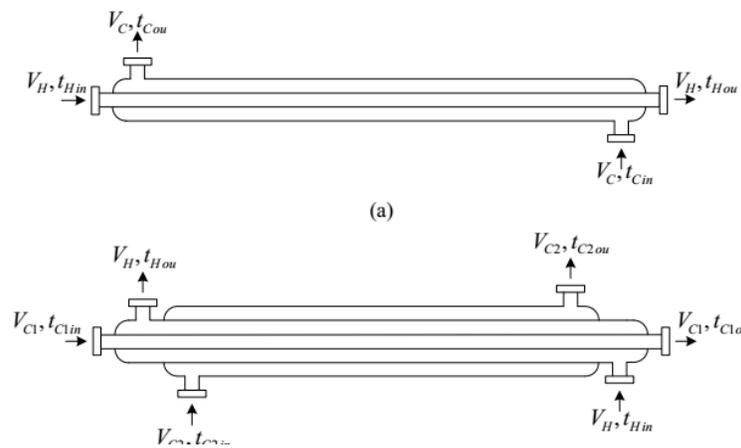


Figure I.9 : Echangeurs étudié par Rădulescu et al [2]

C Pătrășcioiu et S Rădulescu [3] ont développé un modèle numérique de prévision des températures de sortie dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Pour le modèle l'élaboration, Les équations de la chaleur transfert et de la dynamique des fluides, ainsi qu'un algorithme pour résoudre des systèmes d'équations non linéaires ont été utilisé pour l'élaboration de model. Le modèle obtenu a été pratiquement testé pour refroidir un produit pétrolier avec de l'eau dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Les résultats obtenus à l'aide de la simulation numérique ont été comparés avec les données expérimentales et les données de la littérature afin de valider le modèle numérique proposé.

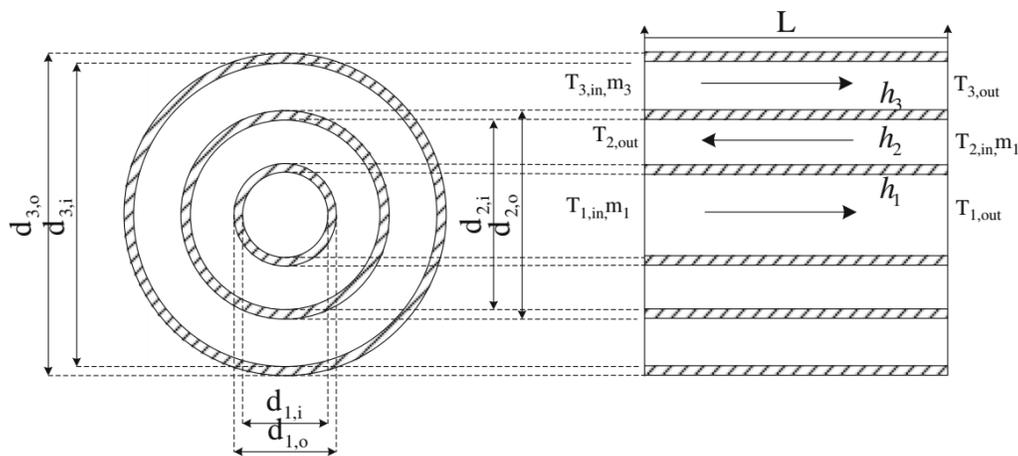


Figure I.10 : Echangeur étudié par C Pătrășcioiu et S Rădulescu [3].

N Boultif et C Bougriou [4] ont présenté une analyse numérique par en utilisant la méthode des différences finies pour décrire l'équilibre et comportement thermique à l'état instable d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique à flux parallèle et à contre-courant. Les évolutions temporelles des trois fluides et les trois le long du triple échangeur de chaleur à tubes concentriques ont été déterminés. Les fluides ont un décalage temporel et la réponse de la chaleur à triple tube concentrique à flux

parallèle est plus rapide que celles d'un montage à contre-courant, ses performances sont toujours inférieures à ceux d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique à contre-courant. Les coefficients de transfert de chaleur par convection des trois fluides varient dans le temps en plus de la température et les performances de l'échangeur de chaleur sont plus faibles en régime instable qu'en régime établi.

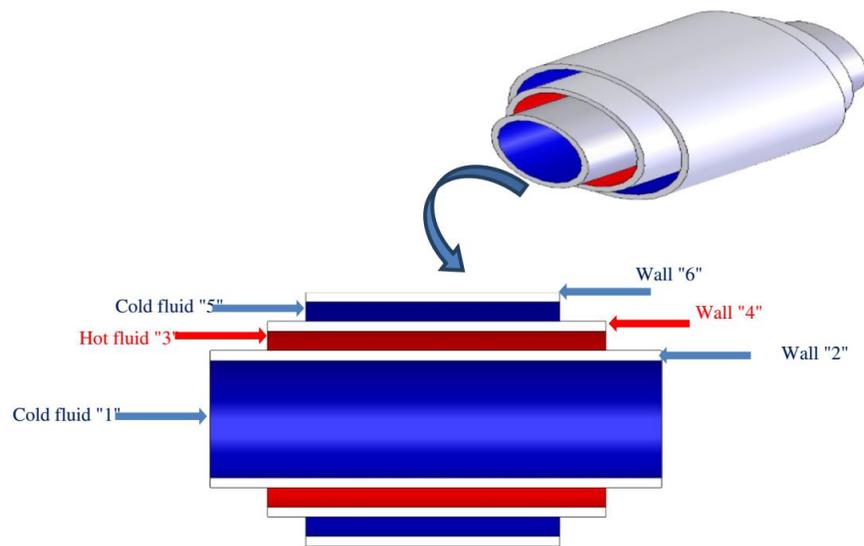


Figure I.11 : Echangeur étudié par N Boultif et C Bougriou [4].

A Sözen et al [5] démontré expérimentalement l'effet de l'utilisation d'un nanofluide obtenu à partir de cendres volantes, qui est composé de divers types d'oxydes métalliques dans des proportions variables, sur l'amélioration des performances d'un flux parallèle (PFCTHE) ou d'un flux croisé (CFCTHE) échangeur de chaleur à tubes concentriques. Des nanofluides/eau de cendres volantes et des fluides de travail eau/eau chaude/froide ont été utilisés pour la surveillance des différences de performances des échangeurs de chaleur. Le dispersant Triton X-110 a été utilisé dans l'étude pour produire 2% (en poids) de concentration du nanofluide de cendres volantes par synthèse directe. L'échangeur de chaleur est du type à double tube avec eau chaude s'écoulant à travers le tube central tandis que l'eau de refroidissement

s'écoule à travers l'espace annulaire. Un échangeur de chaleur à double tube avec un flux à co-courant ou à contre-courant a été utilisé avec tous les équipements et instruments auxiliaires pour la détermination des coefficients de transfert de chaleur globaux et des coefficients de transfert de chaleur pendant l'écoulement turbulent. Une amélioration de 31,2% et 6,9% a été déterminé dans l'étude pour l'efficacité du PFCTHE et du CFCTHE, respectivement, lorsque le nanofluide de cendres volantes a été utilisé comme fluide de travail.

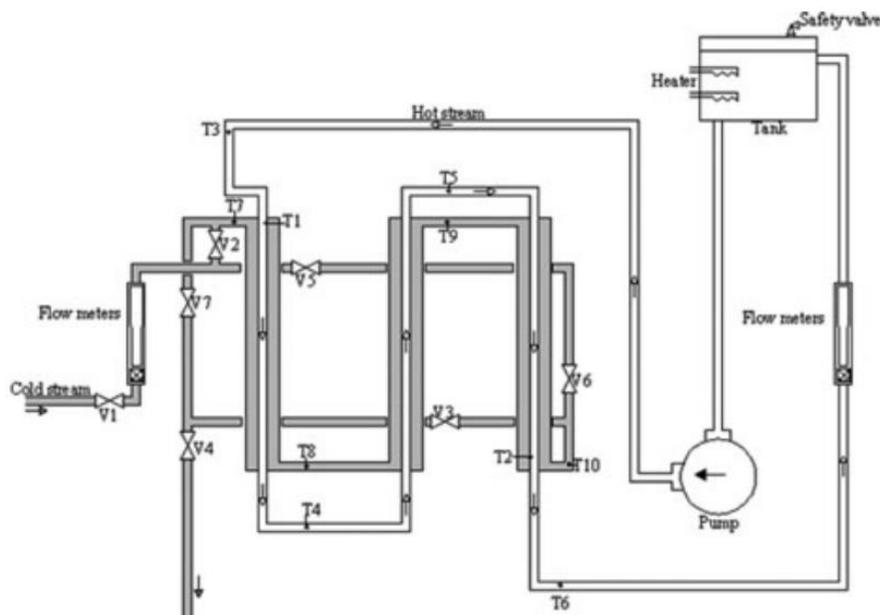


Figure I.12 : Setup étudié par Sözen et al [5].

J.D. Moya-Rico et al [6] ont présenté un modèle de réseaux de neurones artificiels (ANN) capable de prédire avec précision le taux de transfert de chaleur et la chute de pression dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique (TTHX) avec des tubes intérieurs ondulés et non ondulés et impliquant un fluide typiquement utilisé dans l'industrie alimentaire. Le pas et la profondeur sont variés dans le cas des tubes ondulés. Le modèle ANN a été développé et validé à l'aide d'une énorme banque de données comprenant 181 ensembles de données expérimentales. Le meilleur algorithme d'entraînement est la régulation bayésienne. Un algorithme de

rétro-propagation, considéré comme le plus méthode d'apprentissage commune pour les ANN, est utilisé dans la formation et le test de le réseau. Différentes configurations de réseau ont été testées, et la meilleure La configuration ANN consistait en un réseau avec deux couches cachées avec 15 et 21 nœuds dans la première et la deuxième couche, respectivement. Les résultats des ANN ont été trouvés en bon accord avec les données expérimentales, avec l'écart relatif moyen absolu (AARD) inférieur à 1,91% pour la chaleur coefficient de transfert et inférieur à 3,82 % pour la perte de charge, respectivement. Le simplicité du modèle ANN développé et ses faibles niveaux d'erreur pour un énorme banque de données expérimentales sont quelques-unes des caractéristiques clés du modèle.



Figure I.13 : Setup étudié par J.D. Moya-Rico et al [6].

I.8. Conclusion :

Ce chapitre en résumé présente des notions générales sur les échangeurs concentriques avec les notions de transfert thermique nécessaire. Il présente aussi une recherche bibliographique sur les travaux expérimentaux et numériques réalisés sur les échangeurs tubulaires concentrique.

Chapitre II :

Formulation mathématique

Chapitre II : Formulation mathématique

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons la formulation mathématique de problème thermo-fluidique au sein d'échangeur tubulaire concentrique.

La géométrie, les hypothèses simplificatrices ainsi que les équations qui régissent ce phénomène (l'équation de conservation de la masse, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie) sont présentés en détails.

II.2. Présentation de problème étudié :

Le problème étudié dans ce mémoire est un échangeur tubulaire concentrique fonctionnant soit en co-courant ou en contre-courant, où il est présenté dans la figure suivante :



Figure II.1 : Schématisation de l'échangeur tubulaire concentrique.

On peut avoir deux modes de circulation des fluides dans cet échangeur :

- Mode co-courant : où les deux fluides chaud (tube interne) et froid (tube externe) s'écoulent dans le même sens (figure III.3a)
- Mode contre-courant : où les deux fluides chaud (tube interne) et froid (tube externe) s'écoulent dans des sens inverse (figure III.3b).

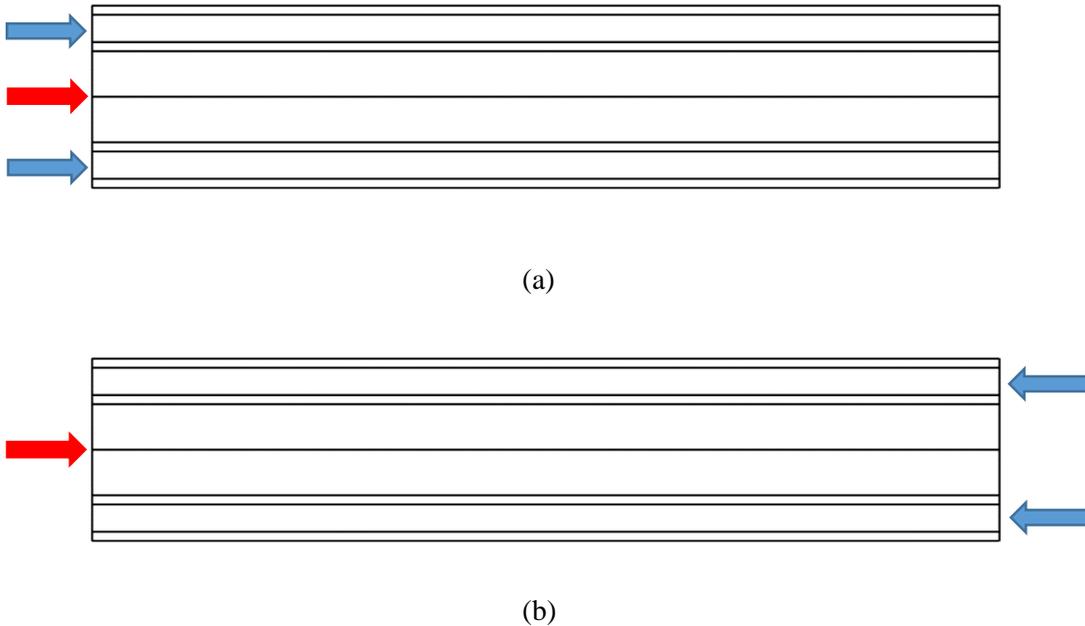


Figure II.2 : Coupe longitudinale dans l'échangeur concentrique : (a) cas co-courant, (b) cas contre-courant.

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Pour simuler les comportements thermique et hydrodynamique de l'échangeur tubulaire concentrique soit en co-courant ou en contre-courant, on a adopté les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le régime d'écoulement est stationnaire.

- Le problème est considéré axisymétrique.
- Les deux fluides sont incompressibles.
- Les deux fluides sont considérés newtoniens.
- Le transfert thermique conjugué paroi/fluide est négligeable
- Les propriétés thermo-physiques sont considérées constantes en fonction de température.
- L'échange radiatif est négligeable

II.4. Formulation mathématique :

En utilisant les hypothèses adoptées dans ce mémoire, le modèle mathématique qui décrit l'échange thermique entre les deux fluides s'écrit en soit pour le fluide froid soit pour le fluide chaud comme suivant:

- *Cas laminaire :*

Equation de continuité:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

Equations de quantité de mouvement:

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + v_r \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \mu \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)$$

$$\rho \left(v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \mu \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)$$

Equation d'énergie:

$$\rho C_p \left(v_r \frac{\partial T}{\partial r} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

- *Cas turbulent :*

Les équations de : continuité, de quantité de mouvement et d'énergie s'écrivent sous la forme RANS comme suivant :

Equation de continuité :

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0$$

Equation de quantité de mouvement :

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j}$$

Equation d'énergie :

$$\rho c_p \frac{\partial \bar{u}_i \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{u}_j \bar{T}' \right)$$

Où : u_i est la composante de vitesse, p est la pression, R_{ij} est le tenseur de Reynolds, μ est la viscosité dynamique, ρ est la masse volumique.

II.5. Conditions aux limites :

L'eau chaude entre dans le tube interne avec un débit massique de 0,1 k/s et une température de 360 K. L'eau froide entre dans le tube externe avec un débit massique de 0.25 k/s et une température de 300 K. Pour l'entrée d'eau chaude, le rayon de tube interne est égal à 25 mm et pour l'entrée d'eau froide, le rayon de tube externe est de 40 mm, toutes les limites extérieures restantes sont isolées thermiquement.

Description	Valeur
Débit massique d'eau chaude $\dot{m}_c \left[\frac{kg}{s} \right]$	0.1
Débit massique d'eau froide $\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right]$	025
Température d'entrée d'eau chaude $T_{ce} [K]$	360
Température d'entrée d'eau froide $T_{fe} [K]$	300

Tableau II.1 : conditions aux limites de simulation

II.6. Méthode de résolution :

Afin de résoudre la formulation mathématique bidimensionnelle (2D) présentées ci-dessus et accéder aux champs thermique et dynamique des deux fluides traversant l'échangeur, on utilise le logiciel COMSOL basé sur la méthode des éléments finis. Ce logiciel nous permet de contrôler tous les types des paramètres de simulation : géométriques, thermo-fluidiques et numériques avec grande flexibilité.

Le modèle de turbulence utilisé dans notre formulation est déjà inclus dans le solveur COMSOL où on peut introduire leurs paramètres et les manipuler selon la situation étudiée.

Chapitre III :

Résultats, discussions et interprétations

Chapitre III : Résultats, Discussions et interprétations

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on présente la partie des résultats avec le maillage utilisé pour la simulation. Deux cas d'échangeurs concentriques sont considérés : cas co-courant où les deux fluides froid et chaud s'écoulent dans le même sens, et cas contre-courant où les fluides s'écoulent dans des sens opposés.

III.2. Géométrie et maillage :

Pour accéder au champ thermique et dynamique de domaine axisymétrique représentatif de l'échangeur concentrique, on a choisi un maillage bidimensionnel rectangulaire structuré et uniforme, où il est présenté dans la figure suivante :

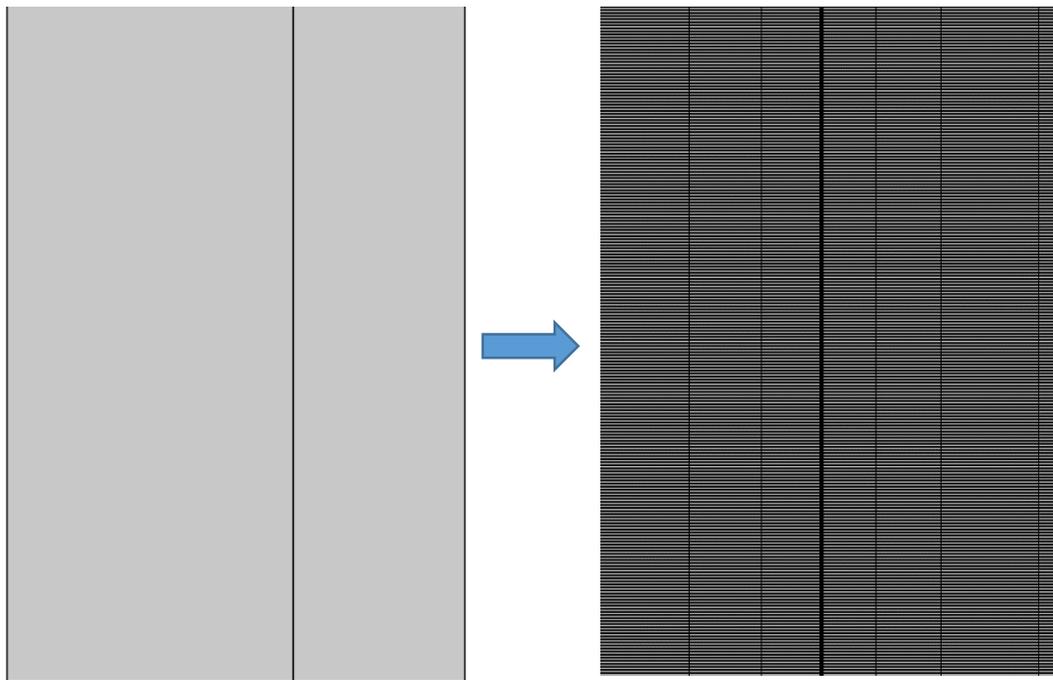


Figure III.1 : Maillage utilisé pour la simulation.

Le rapport de maillage généré est résumé dans le tableau suivant :

Description	Valeur
type des éléments	rectangulaire
Nombre total des éléments	8954
Qualité minimale des éléments	0.9993
Qualité moyenne des éléments	0.9999
Eléments de bord	2464

Tableau III.1 : rapport sur la maillage généré.

III.3. Résultats de simulation :

Pour effectuer nos simulations sur un échangeur tubulaire concentrique, on a choisi les paramètres géométriques et physiques suivants :

Paramètre	Valeur
<i>Chaleur massique d'eau (tubes interne et externe)</i>	4200 J/(kg·K)
<i>Conductivité thermique d'eau (tubes interne et externe)</i>	0.6 W/(m·K)
<i>Longueur des tubes</i>	10 m
<i>Débit massique de tube interne</i>	0.1 kg/s
<i>Débit massique de tube externe</i>	0.25 kg/s
<i>Viscosité dynamique d'eau (tubes interne et externe)</i>	0.001 Pa·s
<i>Pression de sortie de tube interne</i>	2 bars
<i>Pression de sortie de tube externe</i>	2 bars
<i>Rayon interne</i>	0.025 m
<i>Rayon externe</i>	0.04 m
<i>Nombre de Reynolds de tube interne</i>	2546.5
<i>Nombre de Reynolds de tube externe</i>	1224.3
<i>Masse volumique d'eau (tubes interne et externe)</i>	1000 kg/m ³
<i>Température d'entrée de tube interne</i>	360 K
<i>Température d'entrée de tube externe</i>	300 K

Tableau III.2 : paramètres de simulation.

Deux cas des échangeurs concentriques sont étudiés : cas co-courant et cas contre-courant.

- *Cas contre-courant* :

En utilisant les paramètres mentionnés ci-dessus dans un échangeur concentrique à contre-courant, on obtient les résultats suivants :

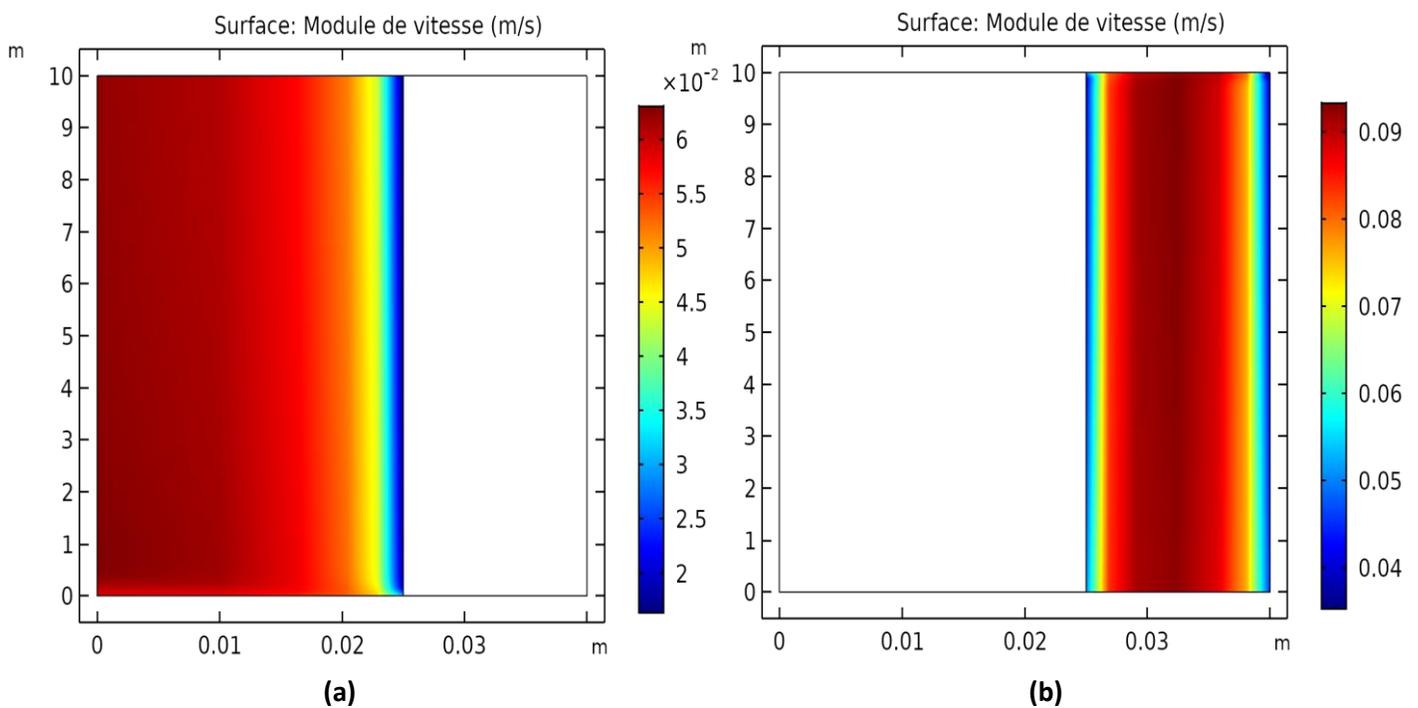


Figure III.2 : Champ de magnitude de vitesse : (a) dans le tube interne, (b) dans le tube externe.

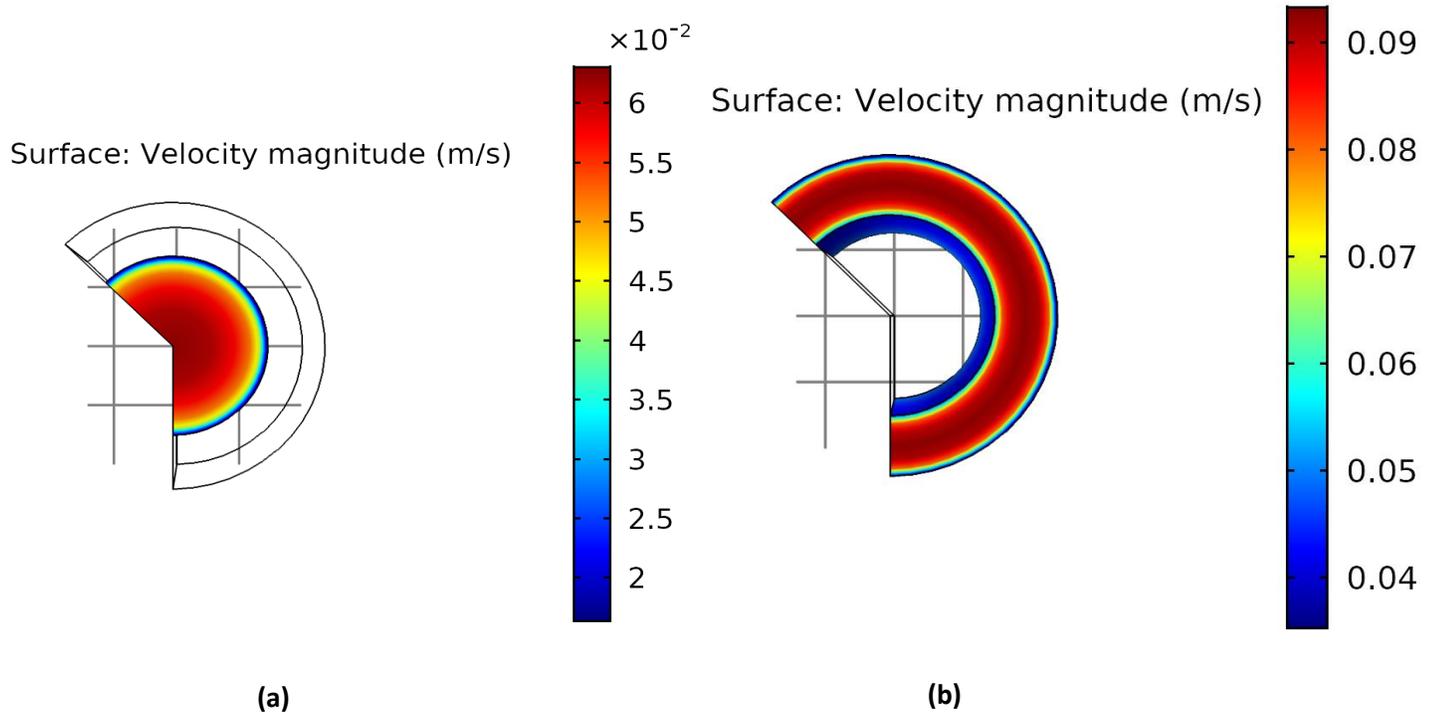


Figure III.3 : Champ de magnitude de vitesse transversale : (a) dans le tube interne, (b) dans le tube externe

D'après les deux figures III.2 et III.3, qui montrent les distributions de magnitude de vitesse dans les deux tubes (internes et externes), dans les deux plans (longitudinal et transversal), on remarque que la vitesse s'intense plus en se rapprochant vers le centre de tube, et s'affaiblie plus en s'éloignant de centre vers la paroi, le fait qui confirme la loi de la paroi.

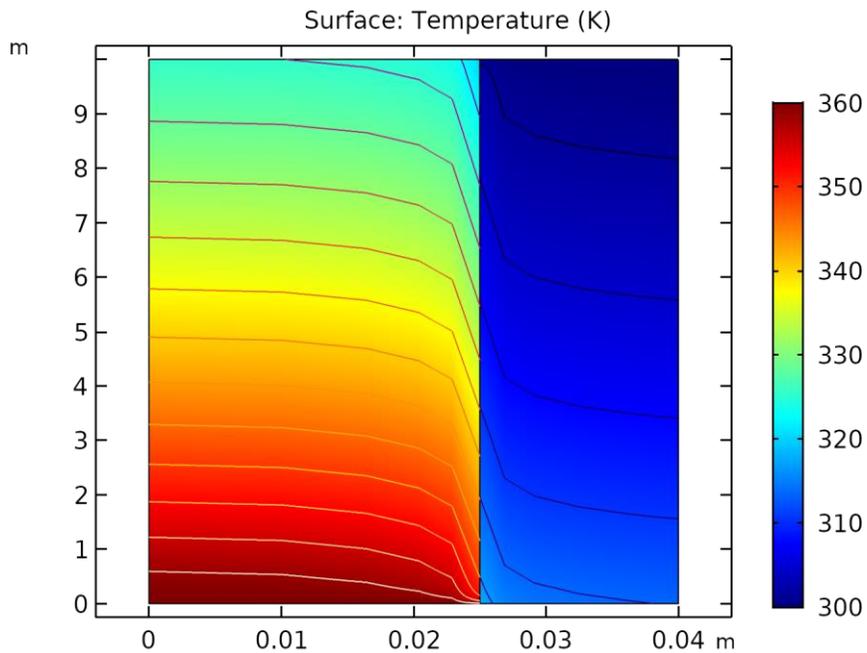


Figure III.4 : Distribution de température dans les deux tubes interne et externe

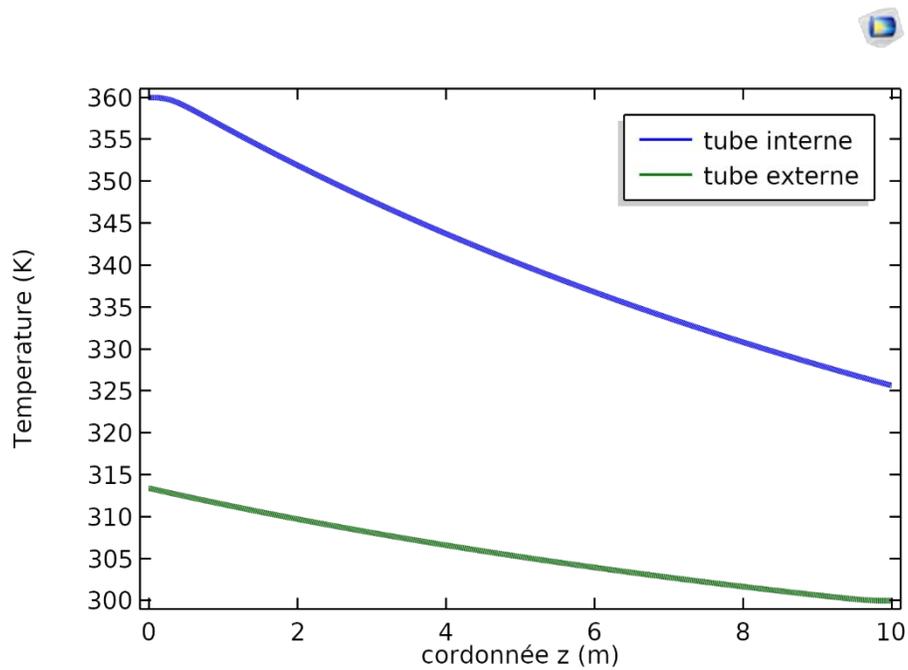


Figure III.5 : Profils des températures dans les deux tubes interne et externe

La figure III.4 montre le champ de température dans les deux tubes interne et externe de l'échangeur concentrique à contre-courant. On remarque que la température de l'eau dans le tube interne (fluide chaud) se diminue en avançant vers la sortie, tandis que la température de l'eau dans le tube externe -qui s'écoule vers l'entrée de tube interne dans le sens contraire d'eau chaud -s'augmente en avançant vers l'entrée de tube interne.

La figure III.5 montre que les profils des températures d'eau chaud et d'eau froid sont parallèles, le fait qui peut être expliqué par l'inversement des deux sens d'écoulements des deux tubes.

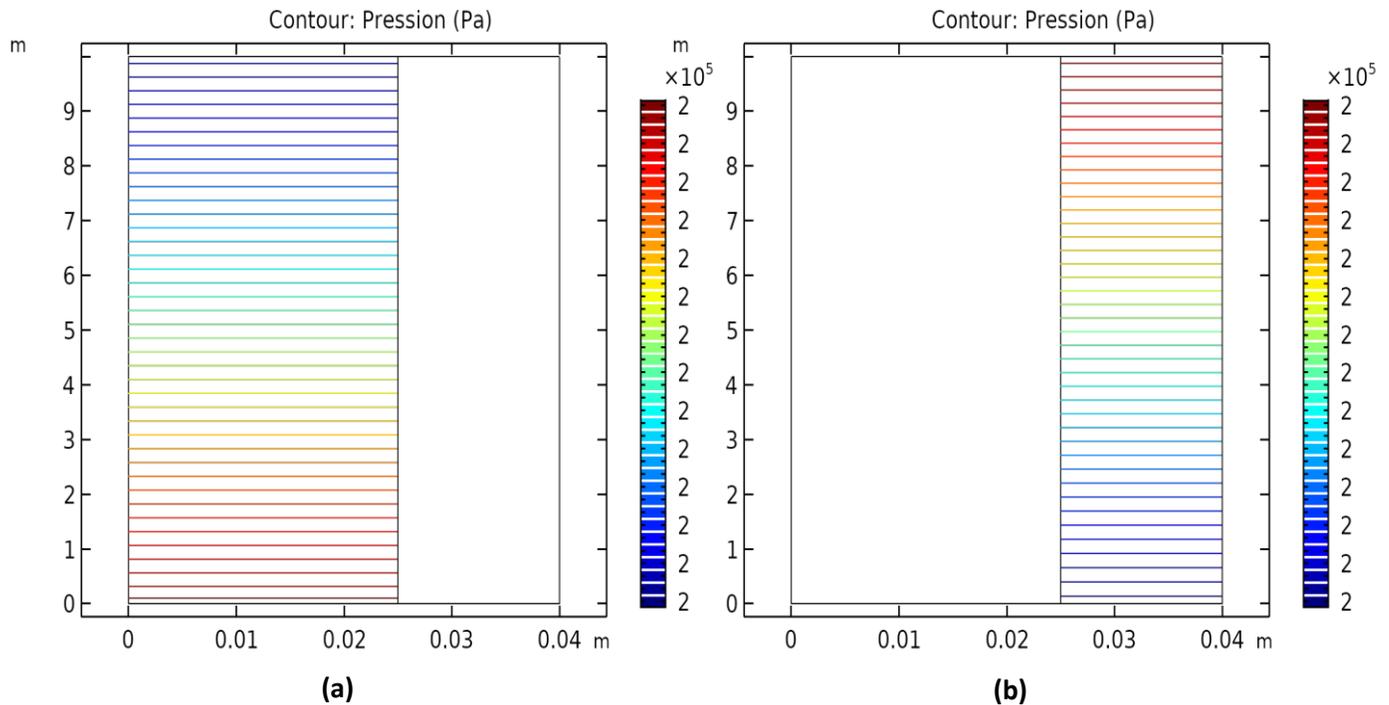


Figure III.6 : Contours des pressions dans : (a) tube interne, (b) tube externe

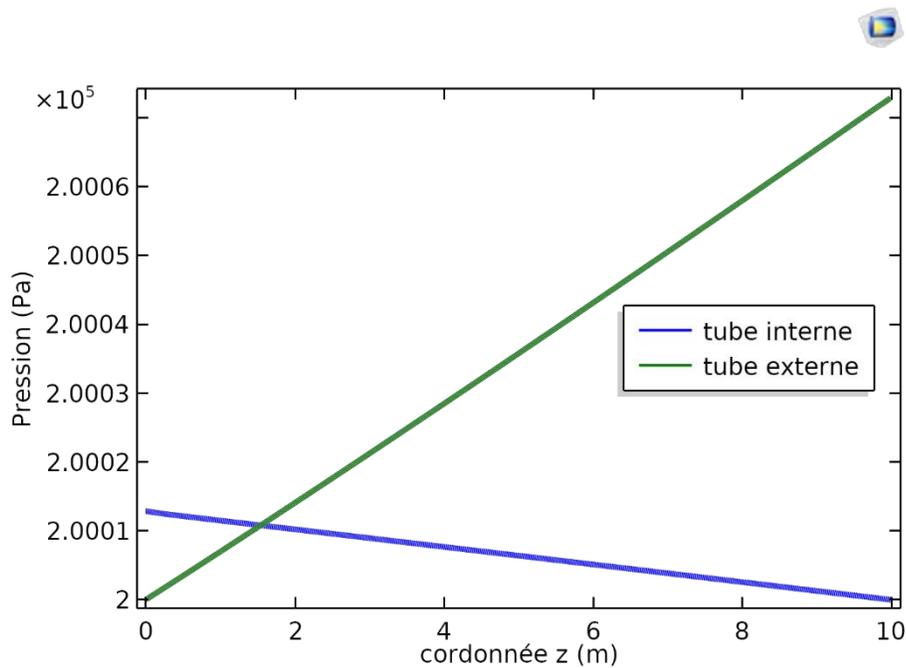


Figure III.7 : Profils des pressions dans les deux tubes interne et externe

Les figures III.6 et III.7 montrent la distribution des pressions dans les deux tubes interne et externe. On remarque clairement que la perte de charge dans le tube externe est plus importante par rapport au tube interne à cause de section de passage qui est inférieure par rapport à celle interne et de nombre de Reynolds qui est supérieur à ceux de fluide chaud.

- *Cas co-courant :*

En utilisant les paramètres mentionnés ci-dessus pour un échangeur concentrique à co-courant, on obtient les résultats suivants :

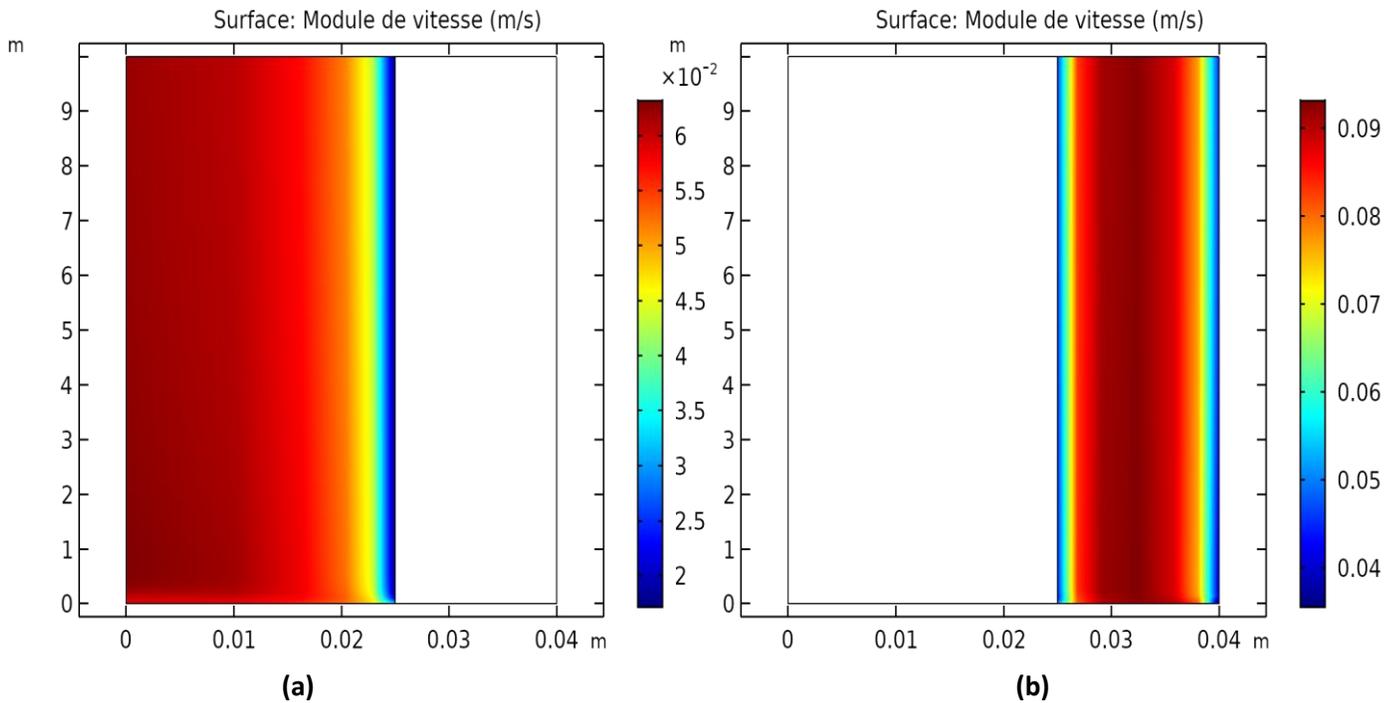


Figure III.8 : Champ de magnitude de vitesse : (a) dans le tube interne, (b) dans le tube externe

La figure III.8 montre la distribution de magnitude de vitesse dans les deux tubes (internes et externes), dans les deux plans (longitudinal et transversal), dans le cas co-courant. On remarque que la vitesse est maximale aux centres d'écoulements dans les deux tubes où elle s'annule aux parois, ceux qui confirment toujours la loi de paroi.

Dans la figure III.9 et III.10, on remarque que l'évolution des températures dans les deux tubes s'effectue d'une manière inverse, où il y a une diminution de température d'eau chaud (tube interne) accompagnée par une augmentation de température d'eau froid au même temps. Le fait que peut être interprété par la similarité des deux sens d'écoulement.

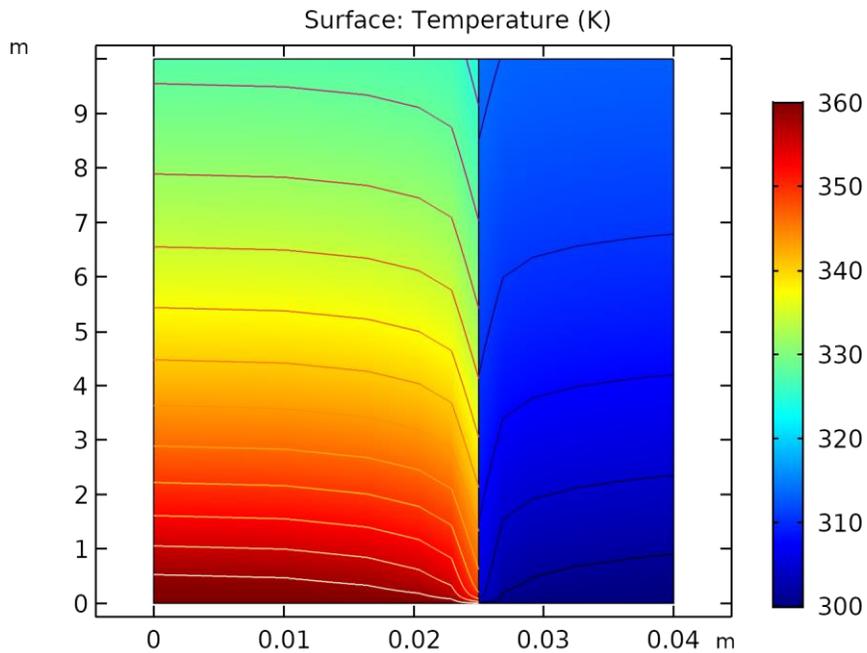


Figure III.9 : Distribution de température dans les deux tubes interne et externe

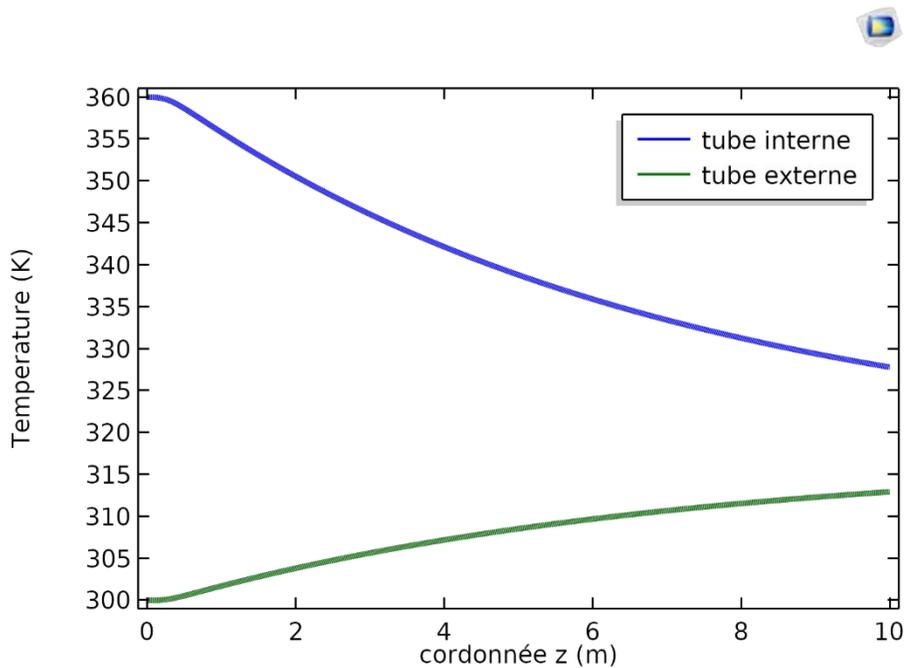


Figure III.10 : Profils des températures dans les deux tubes interne et externe.

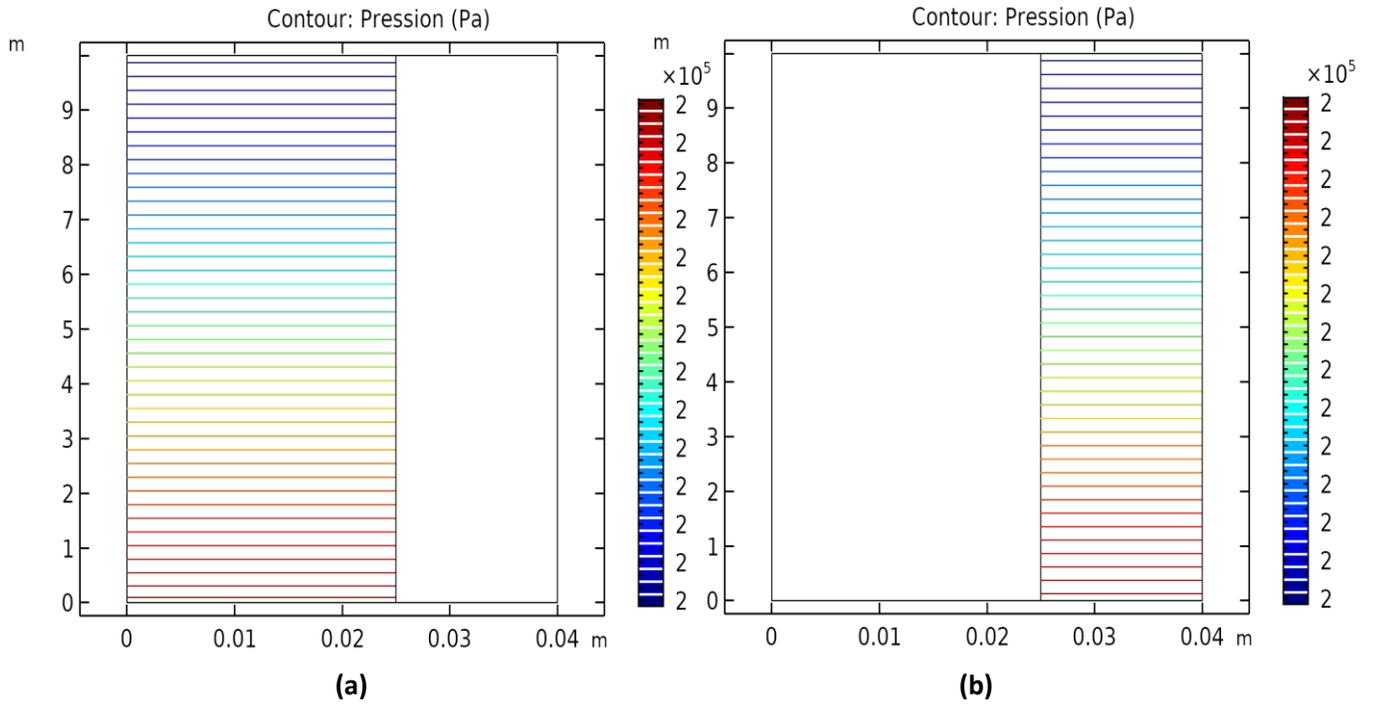


Figure III.11 : Contours des pressions dans : (a) tube interne, (b) tube externe

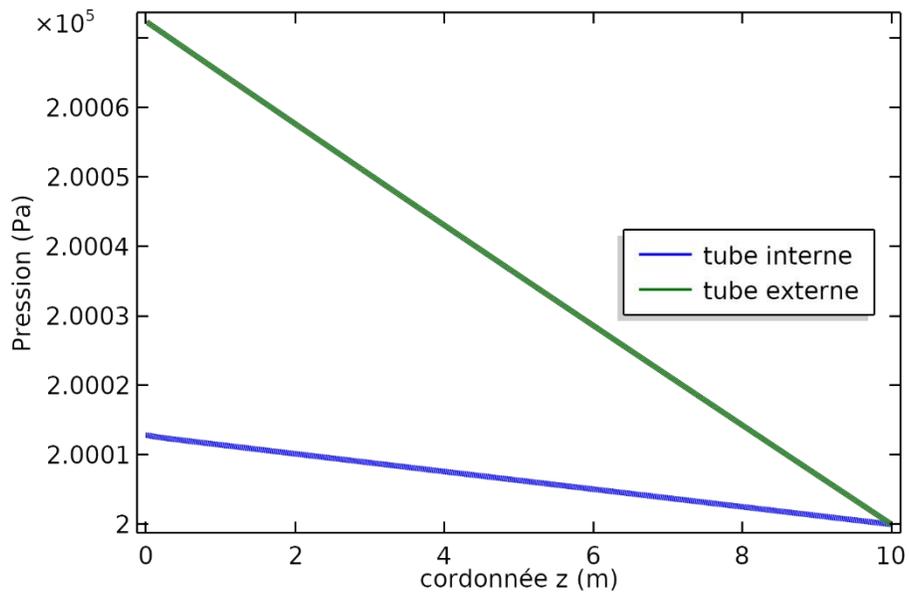


Figure III.12 : Profils des pressions dans les deux tubes interne et externe

D'après les deux figure III.11 et III.12, on remarque toujours que la perte de charge dans le tube externe est plus importante par rapport au tube interne à cause de section de passage qui est inférieur par rapport à celle interne et de nombre de Reynolds qui est supérieur à ceux de fluide chaud.

	Contre-courant	Co-courant
Puissance échangée	1,473.10 ⁴ W	1,37.10 ⁴ W
Perte de charge (tube interne)	12,88 Pa	12,83 Pa
Perte de charge (tube externe)	72,91 Pas	72,33
DTLM	34,08	31,61
Efficacité	0,5871	0.5458

Tableau III.3 : comparaison des performances des deux cas d'échangeur concentrique (co-courant, contre-courant)

Le tableau III.3 montre une comparaison des performances de l'échangeur concentrique dans les deux cas : contre-courant et co-courant, où on remarque que l'échangeur à contre-courant donne des meilleures performances par rapport à l'échangeur à co-courant.

III.4. Conclusion :

Le présent chapitre nous a permis d'aboutir les conclusions suivantes :

- Dans un échangeur concentrique soit co-courant soit contre-courant, la vitesse s'intense en se rapprochant vers le centre d'écoulement, et s'affaiblie en s'éloignant de centre d'écoulement.

- Dans un échangeur concentrique soit co-courant soit contre-courant, la perte de charge dans le tube externe est plus importante par rapport au tube interne.
- Les profils des températures de fluide chaud (tube interne) et de fluide froid (tube externe) sont parallèles dans un échangeur concentrique à contre-courant.
- L'évolution des températures dans les deux tubes dans le cas contre-courant s'effectue d'une manière inverse, où il y a une diminution de température d'eau chaud (tube interne) accompagnée par une augmentation de température d'eau froid au même temps.

Conclusion générale

Dans ce mémoire, nous avons étudié le comportement thermique et dynamique d'un échangeur tubulaire concentrique, en régime stationnaire, dans le cas axisymétrique, en régime turbulent, en utilisant le model algébrique y^+ , en utilisant la méthode des éléments finis.

Le code COMSOL a été utilisé où il nous a permis de simuler le comportement thermique et dynamique de l'échangeur dans les deux cas : co-courant et contre-courant.

Le comportement hydro-thermique de l'échangeur concentrique a été étudié pour accéder aux informations sur le champ de vitesse, champ de pression, et champ de température, afin de calculer les performances de l'échangeur (DTLM, efficacité)

Ce travail nous a permis d'aboutir les conclusions suivantes :

- Dans un échangeur concentrique soit co-courant soit contre-courant, la vitesse s'intense en se rapprochant vers le centre d'écoulement, et s'affaiblie en s'éloignant de centre d'écoulement.
- Dans un échangeur concentrique soit co-courant soit contre-courant, la perte de charge dans le tube externe est plus importante par rapport au tube interne.
- Les profils des températures de fluide chaud (tube interne) et de fluide froid (tube externe) sont parallèles dans un échangeur concentrique à contre-courant.
- L'évolution des températures dans les deux tubes dans le cas contre-courant s'effectue d'une manière inverse, où il y a une diminution de température

Conclusion générale

d'eau chaud (tube interne) accompagnée par une augmentation de température d'eau froid au même temps.

Enfin, on peut proposer à travers cette étude les perspectives suivantes :

- Une étude 3D en reposant sur des modèles CFD
- Faire une étude d'optimisation.

Références

- [1] Turgut, E., Çakmak, G., & Yıldız, C. (2012). *Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method. Energy Conversion and Management, 53(1), 268–275.* doi:10.1016/j.enconman.2011.09.011.
- [2] Rădulescu, S., Negoită, L. I., & Onuțu, I. (2016). *Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 147, 012148.* doi:10.1088/1757-899x/147/1/012148.
- [3] Pătrășcioiu, C., & Rădulescu, S. (2014). *Prediction of the outlet temperatures in triple concentric—tube heat exchangers in laminar flow regime: case study. Heat and Mass Transfer, 51(1), 59–66.* doi:10.1007/s00231-014-1385-2.
- [4] Boultif, N., & Bougriou, C. (2016). *Steady and unsteady state thermal behaviour of triple concentric-tube heat exchanger. Heat and Mass Transfer, 53(3), 849–863.* doi:10.1007/s00231-016-1859-5.
- [5] Sözen, A., Variyenli, H. İ., Özdemir, M. B., & Gürü, M. (2015). *Improving the Thermal Performance of Parallel and Cross-Flow Concentric Tube Heat Exchangers Using Fly-Ash Nanofluid. Heat Transfer Engineering, 37(9), 805–813.* doi:10.1080/01457632.2015.1080574.
- [6] Moya-Rico, J. D., Molina, A. E., Belmonte, J. F., Córcoles Tendero, J. I., & Almendros-Ibáñez, J. A. (2018). *Characterization of a triple concentric-tube heat exchanger with corrugated tubes using artificial neural networks (ANN). Applied Thermal Engineering.* doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.10.136.