



Université Mohamed Khider de Biskra  
Facultés des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique

# MÉMOIRE DE MASTER

**Domaine : Sciences et de la Technologie**  
**Filière : Génie Mécanique**  
**Spécialité : Énergétique**

Réf. : Entrez la référence du document

---

Présenté et soutenu par :  
**Houssam Eddine BENGUEGA et Mohammed Walid BERREKIBIA**

Le : lundi 20 juin 2022

## **Simulation numérique de l'effet des nano fluides hybrides sur l'échange thermique d'un échangeur de chaleur**

---

### **Jury :**

<b>Pr.</b>	Adel BENCHABANE	<b>Pr</b>	Université de Biskra	Président
<b>Pr.</b>	Noureddine BELGHAR	<b>Pr</b>	Université de Biskra	Rapporteur
<b>Dr.</b>	Fouad CHABANE	<b>MCA</b>	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2021 – 2022

# *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mon très Cher Père*

*A ma très Chère Mère*

*A mes très Cher Frères*

*A mes très chères sœurs*

*A mes chers et fidèles amis*

*A toute la promotion Génie mécanique énergétique*

# *Remerciements*

*Je veux remercier tout d'abord mon Dieu Allah tout puissant.  
Puis je tiens à exprimer mes remerciements les plus sincères à mon  
Encadreur, Pr Nourreddine BELGHAR, pour m'avoir guidé, conseillé,  
et surtout pour sa confiance totale en moi et sa patience tout au cours  
de ce travail.*

*Nous sommes conscients de l'honneur qui nous est accordé par les membres du comité  
pour avoir accepté et discuté de notre travail.*

*J'adresse aussi mes sincères remerciements à l'ensemble du  
département de mécanique.*

*Mes profonds remerciements vont aussi à mes profs qui m'ont appris  
durant tout au mon parcours académique jusqu'à maintenant.*

*Enfin, tous mes remerciements vont à ma deuxième famille et mes  
amis de la Département qui ont été nombreux à nous aider et à nous  
encourager.*

*Merci à tous. Merci pour tout.*

### Résumé:

Nous avons mené une étude numérique tridimensionnelle sur le comportement thermique d'un échangeur de chaleur coaxial à deux tubes pour un système d'exploitation stable utilisant un nanofluide-hybride (Cu-Eau), avec différentes valeurs de fraction volumique ( $\Phi=0,03$  et  $\Phi =0.05$ ) et différentes valeurs de débit ( $Q_{v} = 200$  et  $Q_{v} = 400 Q_{v}$ ). Où l'on met le débit de liquide froid supérieur au liquide chaud et inversement dans les deux cas, à savoir courant parallèle et courant opposé. Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation de la concentration des nanoparticules entraîne une augmentation de la conductivité thermique du fluide caloporteur et améliore ainsi le transfert de chaleur par conduction. Les meilleurs résultats ont été dans la concentration  $\Phi= 0,05$  pour le nanofluide et le débit le liquide froid est supérieur au liquide chaud

**Mots-clés :** *Echangeur co-axial; Méthode des volumes finis ; ANSYS-Fluent ; Nanofluide hybride ; Al2O3-Cu-Eau.*

### ملخص:

لقد أجرينا دراسة عددية ثلاثية الأبعاد حول السلوك الحراري لمبادل حراري ثنائي الأنبوب لنظام تشغيل مستقر باستخدام مواع نانوية هجينة (Cu-Water) ، بقيم مختلفة لكسر الحجم ( $\Phi = 0$  ،  $\Phi = 03$  و  $\Phi = 0.05$ ) وقيم تدفق مختلفة ( $Q_{v} = 200$  و  $Q_{v} = 400 Q_{v}$ ). حيث كمية تدفق السائل البارد أعلى من السائل الساخن والعكس في الحالتين ، أي التيار الموازي والتيار المعاكس. أظهرت النتائج المتحصل عليها أن الزيادة في تركيز الجسيمات النانوية تؤدي إلى زيادة الانتقال الحراري لسائل نقل الحرارة وبالتالي يحسن الحرارة بالانتقال. كانت أفضل النتائج في التركيز  $\Phi = 0.05$  للسائل النانوي ومعدل تدفق السائل البارد أكبر من السائل الساخن

*الكلمات المفتاحية: مبادل محوري. طريقة الحجم المحدود أنسيس فليانت. نانو هجين النحاس- الماء Al2O3-*

### Abstract:

In this study, we conducted a three-dimensional numerical investigation of the behavior of a coaxial two-tube heat exchanger for a stable operating system using hybrid-Cu-Water nanofluids with different volume fraction values ( $\Phi=0,03$  and  $\Phi =0.05$ ) and different flow values ( $Q_{v} = 200$  and  $Q_{v} = 400 Q_{v}$ ), where we put the flow rate of cold liquid higher than hot liquid and vice versa in both cases, namely parallel current and current opposite.

The results obtained showed that the increase in the concentration of the nanoparticles leads to an increase in the thermal conductivity of the heat transfer fluid and thus improves the heat transfer by conduction. The best results were in the concentration  $\Phi= 0.05$  for the nanofluid and the coldliquid flow is greater than the hot liquid ( $Q_{vch}<Q_{vf}$ ) in the non-parallel flow.

**Keywords:** *Coaxial heat exchanger will be studied ,Finite volume method, ANSYS-Fluent , Hybrid Nanofluid , Al2O3-Cu-Water.*

## ***Table des matières***

<b>Dédicace .....</b>	<b>.....i</b>
<b>Remerciement.....</b>	<b>ii</b>
<b>Table des matières.....</b>	<b>iii</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>viii</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclature .....</b>	<b>xiii</b>
<b>Introduction Générale... ..</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur.</b>	
I.1. Introduction.....	4
I.2. Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur.....	4
I.3. Classification des échangeurs.....	4
I.3.1. Classement technologique .....	4
I.3.2. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange .....	4
I.3.3. Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	4
I.3.4. Classement fonctionnel .....	4
I.3.5. Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	5
I.3.6. Classement suivant les types d'échange .....	5
I.3.6.1. Échangeur sans changement de phase .....	5
I.3.6.2. Échangeur avec changement de phase.....	5
I.3.7. Classement suivant la disposition des écoulements .....	5
I.4. Différents types d'échangeur de chaleur .....	5
I.4.1. Les échangeurs tubulaires.....	5
I.4.1.1. Échangeur monotube .....	5
I.4.1.2. Échangeur coaxial .....	6
I.4.2. Échangeur à plaque .....	6
I.4.2.1. Échangeurs à surface primaire.....	6
I.4.2.2. Échangeurs à plaques et joints .....	7
I.4.2.3. Échangeurs à plaques soudées ou brasées .....	8
I.4.2.3.1. Échangeur platulaire .....	8
I.4.2.3.2. Échangeur compabloc.....	9
I.4.2.3.3. Échangeur packinox .....	9
I.4.2.3.4. Échangeur lamellaire .....	10

# ***Table des matières***

---

I.4.2.3.5.Échangeur à spirale .....	10
I.4. 2.3.6. Échangeur brasé .....	11
I.4.3. Echangeur à tube et calendrier .....	11
I.4.3.1.Echangeur à tubes en U .....	11
I.4.3.2.Echangeur de chaleur à tête flottante .....	12
I.4.3.3.Echangeur à plaque tubulaires fixes .....	12
I.5.Généralités des nano fluides .....	13
I.5.1. Définition.....	13
I.5.2.Technique de fabrication des nano fluides.....	13
I.5.3. Comment un nano fluide peut-il améliorer le transfert thermique .....	14
I.5.4.Application des nanofluides .....	15
I.5.5.Les propriétés thermo physiques des nano fluides .....	15
I.5.5.1.La fraction volumique ( $\phi$ ) .....	15
I.5.5.2. Conductivité thermique ( $\lambda$ ) .....	15
I.5.5.3.La viscosité dynamique ( $\mu$ ) .....	16
I.5.5.4.La masse volumique ( $\rho$ ).....	16
I.5.5.5.La chaleur spécifique ( $C_p$ ).....	17
I.5.5.6. Le coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ) .....	17
I.5.6.Les avantages des nanofluides .....	17
I.5.7. Les inconvénients des nanofluides .....	17
I.6.Généralités de transfert de chaleur .....	17
I.6.1.Définition .....	17
I.6.2.Différents types de transfert thermique .....	18
I.6.2.1.Conduction .....	18
I.6.2.2.Convection .....	18
I.6.3.3. Rayonnement .....	19
I.6.3.Grandeurs thermiques .....	19
I.6.3.La température .....	19
I.6.3.2.Champ de température .....	20
I.6.3.4. Flux de chaleur .....	20
I.6.4.4. La chaleur .....	20
I.6.4.5.La chaleur spécifique .....	20
I.6.4.6.Conductivité thermique .....	20

# ***Table des matières***

---

I.6.4.7. Résistance de contact .....	20
I.6.5. Grandeurs physiques .....	21
I.6.5.1. La densité ( $\rho$ ) .....	21
I.6.5.2. La viscosité ( $\mu$ ) .....	21
I.6.5.3. Le débit .....	21
I.6.5.4. Le nombre de Reynolds .....	21
I.6.5.5. Nombre de Nusselt .....	22
I.6.5.6. Nombre de Prandtl .....	22
Conclusion .....	22

## **Chapitre II: Synthés bibliographique**

2.1 introduction .....	24
2.2 QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR .....	24

## **Chapitre III : Modélisation Mathématique**

III.1. Introduction.....	33
III.2. La géométrie du problème étudié.....	33
III.3. Modèle mathématique.....	34
III.3.1. Equation de continuité.....	34
III.3.2. Équation de quantité de mouvement.....	35
III.3.3. Équation de conservation d'énergie.....	35
III.4. Hypothèses Simplificatrices Proposées.....	35
III.5. Équations du problème.....	36
III.5.1 Pour le fluide chaud (nano-fluide) .....	36
III.5.2 Pour le fluide froid (eau froide).....	37
III.5. 3 Dans le solide du tube interne.....	38
III.5. 4 Dans le solide du tube externe.....	38
III. 6 Groupements adimensionnés.....	38
III.7 Calcul sur les échangeurs.....	38
III.7.1 Coefficient global d'échange thermique K.....	39
III.7.2 DTML (Moyenne logarithmique de la température).....	41
III.7.3 Efficacité d'un échangeur .....	43
III.8. Conclusion .....	45

## **IV : FORMULATION NUMERIQUE**

IV.1. Introduction.....	47
-------------------------	----

## ***Table des matières***

---

IV.2. Définition du CFD .....	47
IV. 3.Présentation du logiciel de simulation ANSYS Fluent.....	47
IV. 3.1 Procédures du calcul.....	47
IV.3.2. Menu principal du logiciel de ANSYS Workbench.....	48
IV.3.3. Création de la géométrie.....	49
IV.3.4. Le maillage .....	53
IV.3.5. Configuration .....	56
IV.4 Propriétés thermo-physiques.....	57
IV.5. Conclusion.....	58
<b>Chapitre V : RESULTATS ET DISCUSSIONS</b>	
V.1. Introduction.....	60
V .2. La Convergence.....	60
V.3. Résultats et Interprétation .....	61
V.3.1. Interprétation du champ de la température.....	62
V.3.2. Interprétation des champs de la vitesse.....	63
V.3.3. Interprétation l’Efficacité thermique de l’échangeur et le Coefficient global d’échange thermique K.....	64
<b>Conclusion générale</b>	
Référence bibliographique.....	79

## Liste des figures

---

### Liste des tableaux

**Tableau III.1** :Dimensionnement du l'échangeur Co-axial étudiée

**Tableau III.2**: Efficacité de quelques échangeurs

**Tableau VI.1**: Propriétés thermo physiques pour le nano fluide hybride (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Cu/Eau).

**Tableau VI.2**: les conditions aux limites hydrodynamique et thermique pour le nanofluide hybride (Cu-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Eau)

**Tableau V.1** : Condition aux limites hydrodynamique et thermique

**Tableau V.2** : les températures d'entrés et de sorties de fluide chaud et fluide froid dans tous les cas des simulations numérique.

# Liste des figures

---

## Liste des figures

- Figure I.1 :** Échangeur monotube en serpentin.
- Figure I.2 :** Échangeur coaxial.
- Figure I.3 :** Différentes géométries de plaques D'échangeurs à surface primaire.
- Figure I.4 :** Échangeur à plaque et joint .
- Figure I.5 :** Échangeurs à plaques soudées ou brasées.
- Figure I.6 :** Échangeur platulaire et schéma canaux .
- Figure I.7 :** Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.
- Figure I.8 :** Échangeur Packinox .
- Figure I.9 :** Échangeur lamellaire .
- Figure I.10 :** Échangeur à spirale.
- Figure I.11:** Échangeur brasé.
- Figure I.12 :** Échangeur à tube en U.
- Figure I.13 :** Échangeur à tête flottante.
- Figure I.14 :** Échangeur à plaque tubulaire fixe.
- Figure I.15 :** Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape.
- Figure I.16 :** Schéma du transfert de chaleur conductif.
- Figure I.17 :** Schéma du transfert de chaleur convectif.
- Figure I.18 :** Schéma du transfert de chaleur radiatif.
- Figure I.19 :** régimes d'écoulement.
- Figure III.1 :** Échangeur de chaleur Co-axial.
- Figure III.2:** Dimension d'une section intérieure de l'échangeur Co-axial.
- Figure III. 3 :** Profil de Température à travers un élément de surface  $dA$ .
- Figure III. 4 :** Principe de fonctionnement des échangeurs a) EACP et b) EACC.
- Figure IV.1 :** lancement du logiciel
- FigureIV.2 :** Menu principal de Workbench.
- Figure IV.3 :** Création d'une analyse (projet) en mécanique de fluide.
- Figure IV.4 :** Création d'un projet en mécanique de fluide.
- Figure IV.5 :** Création du modèle géométrique (Design Modeler).
- Figure IV.6 :** Création du modèle (plan de vue).

## Liste des figures

---

**Figure IV.8:** Création d'esquisse.

**Figure IV.9 :** Création d'esquisse et Définition des côtes

**Figure IV.10:** Création la géométrie des deux tubes et des fluides caloporteurs

**Figure IV.11:** déclaration de la zone de fluide caloporteur

**Figure IV.12:**La géométrie l'échangeur de chaleur Co-axial étudiée.

**Figure IV.13 :**la surnommassions des éléments.

**Figure IV.14 :**Spécification de la méthode de Maillage.

**Figure IV.15 :** Maillage de la géométrie

**Figure IV.16:** Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel

**Figure IV.17 :** Configuration du modèle par le solveur« **Fluent** ».

**Figure V.1 :** Présentation de l'évolution des résidus de calcul (Convergence de la solution).

**Figure V.2 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V. 3 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$

**Figure V.4 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.5 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.6 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.7 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.8 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.9 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur

## Liste des figures

---

de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.10** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.11** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.12** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.13** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.14** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.15** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.16** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.17** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.18** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

**Figure V.19** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.20** : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

## Liste des figures

---

**Figure V.21:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.22:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$

**Figure V.23:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

**Figure V.24:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$

**Figure V.25:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$

**Figure V.26 :** Représentation de l'évolution du Coefficient global d'échange thermique  $\mathbf{K}$  à des différentes fractions volumiques pour des différentes cas

**Figure V.27 :** Représentation de l'évolution de l'efficacité d'un échangeur à des différentes fractions volumiques pour des différentes cas.

# *Nomenclature*

---

## *Nomenclature*

### **Notations et Abréviations**

$A$	Surface (m <sup>2</sup> )
$C_p$	Chaleur massique (J/kg.K)
$D$	Diamètre (m)
$E$	Energie totale (J)
$e$	Epaisseur (m)
$I$	Intensité de turbulence (%)
$h$	Coefficient d'échange de chaleur (W/m <sup>2</sup> .K)
$k$	Conductivité thermique du fluide (W/m.K)
$K_S$	Conductivité thermique du solide (W/m.K)
$L$	Longueur (m)
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
$N_u$	Nombre de Nusselt
$NUT$	Nombre d'unités de transfert
$P$	Pression (Pa)
$Pr$	Nombre de Prandtl
$\Delta P$	Perte de charge (Pa)
$\dot{Q}$	Flux de chaleur (W)
$R$	Rayon (m)
$Re$	Nombre de Reynolds
$S$	Section (m <sup>2</sup> )
$t$	Temps
$T$	Température (°C)
$\mathbf{u}$	Vecteur de vitesse
$(u, v)$	Composante du vecteur de vitesse (m/s)
$U$	Coefficient d'échange de chaleur global (W/m <sup>2</sup> .K)
$V$	Débit volumique (L/min)
$Z$	Rapport des capacités calorifiques

### **Symboles grecques**

$\varepsilon$	Efficacité
$\mu$	Viscosité dynamique (Pa.s)

# *Nomenclature*

---

$\varphi$	La concentration volumétrique du mélange des nanoparticules (%)
$\rho$	Masse volumique (kg/m)
$\chi$	La fraction massique des nanoparticules (%)

## **Indices**

<i>C</i>	Chaude
<i>CF</i>	Chaude/Froide
<i>e</i>	Entrée
<i>eff</i>	Effective
<i>ext</i>	Extérieur
<i>f</i>	Fluide
<i>F</i>	Froid
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>moy</i>	Moyenne
<i>nf</i>	Nanofluide
<i>s</i>	Sortie

## **Abréviation**

<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamic
<i>COP</i>	Coefficient de Performance
<i>EDP</i>	Equations aux Dérivées Partielles
<i>MVF</i>	Méthode des Volumes Finis

# Introduction générale

---

## Introduction générale :

Les échangeurs de chaleurs sont des équipements utilisés soit pour fournir ou enlever de la chaleur à un fluide par l'intermédiaire d'un autre fluide via une paroi séparatrice. Dans l'industrie sont utilisés dans un large éventail d'applications ils sont présents dans des secteurs extrêmement divers malgré la même fonction de base qui est de transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont présents les domaines d'utilisation dans le secteur industriel, la production d'électricité, les processus chimique, les procédés alimentaire, sidérurgie, le raffinage de pétrole, l'industrie pharmaceutique et autres.

Le principal problème technique la majorité de l'échangeur de chaleur est d'améliorer l'échange de chaleur créer ou minimiser la chute de pression entre deux fluides niveaux possibles.

Le transfert de chaleur est un transfert d'énergie microscopique désordonnée ou le corps le plus chaud cède de l'énergie sous forme de chaleur au corps le plus froid Bien qu'il se manifeste sous divers formes (rayonnement, conduction et convection).

Les travaux de la recherche expérimentaux et théoriques liés à l'amélioration du transfert de chaleur à l'aide de nano fluides a été menée par un certain nombre d'experts. Leurs résultats ont montré que l'augmentation du transfert de chaleur obtenu avec les nano fluides est supérieure à celle des fluides de base (eau). Cette amélioration du transfert de chaleur fait donc des nano fluides une nouvelle technologie prometteuse dans le cadre des transferts thermiques, permettant d'améliorer les performances de divers échangeurs de chaleurs.

Ces dernier temps, de nouveaux fluides caloporteurs sont apparus. Ces fluides, on s'appel des nanofluides hybrides, sont nés par un mélange des nanoparticules solides (du cuivre ou aluminium par exemple), dans un fluide classique comme l'eau. La particularité de ces nanofluides est que même si on ajoute de faible quantité des nanoparticules (moins de 5%), on observe une augmentation importante de la conductivité thermique effective du mélange, d'où l'importance dans les échangeurs. Plusieurs études ont montré que ces nano fluides peuvent très efficace et bien améliorer les échanges thermiques et les performances d'un échangeur.

L'objectif de ce mémoire est une contribution numérique d'améliorer les échanges thermique dans les échangeurs de chaleur (échangeur Co-axial) en utilisant les nano fluides avec des différents valeurs des fractions volumiques et des débits, en améliorant le rendement thermique dans l'échangeur de chaleur.

# Introduction générale

---

Le présente mémoire comporte Cinq chapitres :

Le premier chapitre présente des généralités sur les échangeurs de chaleur, les changes thermiques et les nano fluides.

Le deuxième chapitre constitue une synthèse bibliographique sur les échangeurs qui utilisant la technologie des nano fluides.

Le troisième chapitre est consacré sur les équations gouvernent le phénomène physique en question (continuité, quantité de mouvement et l'équation de l'énergie), ainsi qu'un bilan thermique de chaque élément de l'échangeur de chaleur est présenté ainsi les hypothèses qui traitent ce problème.

Le quatrième chapitre présente avec détails de la formulation numérique à l'aide de logiciels ANSYS Workbench (version 17.1), Création de la géométrie et génération du maillage et contrôle de la convergence de la solution lors d'itérations

Le cinquième chapitre consacré les résultats de simulation qui seront interprétés par la suite  
Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I:  
*Généralités sur  
les échangeurs  
de chaleur.*

**Chapitre I :**  
**Généralités sur les échangeurs de chaleur.**

**I.1. Introduction:**

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer la chaleur entre un ou plusieurs fluides ayant une température différente. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Dans ce chapitre, on donne une description générale des échangeurs de chaleur.

**I.2. Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur:**

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi, le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre :

- Des températures d'entrée.
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique).
- Des coefficients d'échanges par convection [1].

**I.3. Classification des échangeurs :****I.3.1. 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 [2].

**I.3.2. 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 [3].

**I.3.3. Classement suivant la compacité de l'échangeur :**

La compacité est définie par le rapport de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'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

$m^2/m^3$  [4].

### **I.3.4. 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 a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs .
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs [4].

### **I.3.5. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :**

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.); il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient[5].

### **I.3.6. Classement suivant les types d'échange :**

#### **I.3.6.1. 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.

#### **I.3.6.2. Échangeur avec changement de phase:**

- Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:
- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise: ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- 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.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [6].

### **I.3.7. 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 » [7].

#### I.4. Différents types d'échangeur de chaleur :

Il existe plusieurs critères de différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

##### I.4.1. Les échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et 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 .

##### I.4.1.1. Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au dessous.

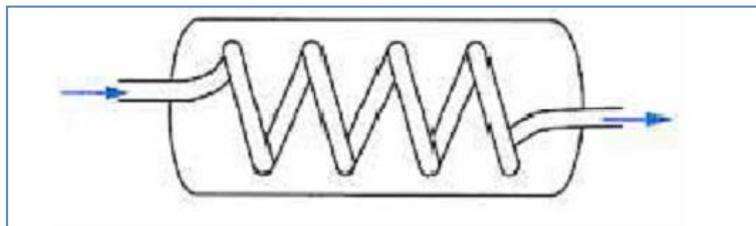


Figure I.1 : Échangeur monotube en serpentín.

##### I.4.1.2. Échangeur coaxial :

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 comme montré à la figure au dessous [3].

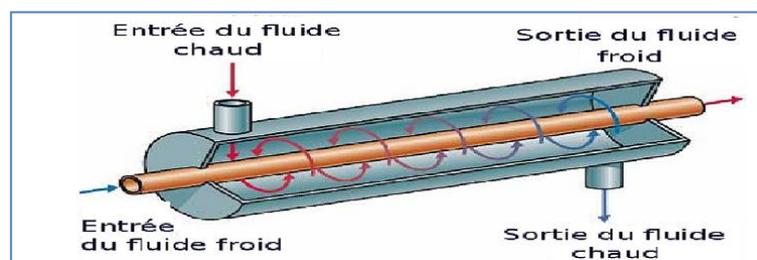
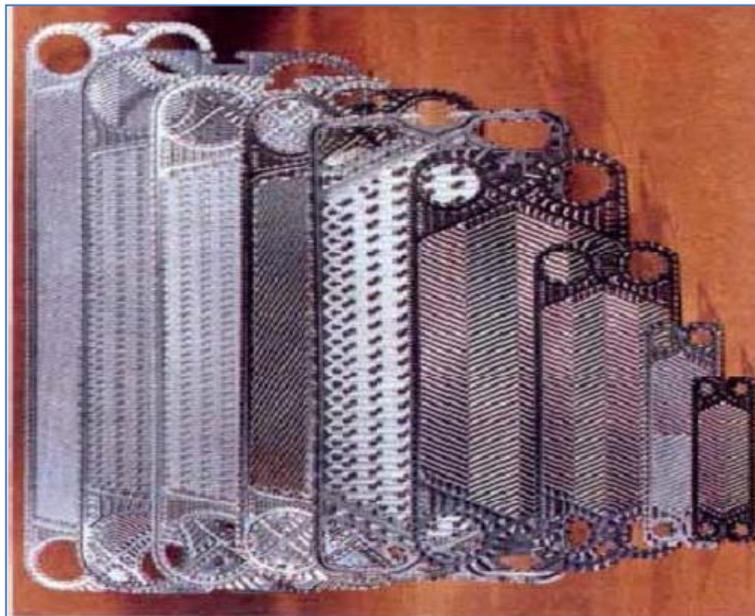


Figure I.2 : Échangeur coaxial [8].

#### I.4.2. Échangeur à plaque :

##### I.4.2.1. Échangeurs à surface primaire:

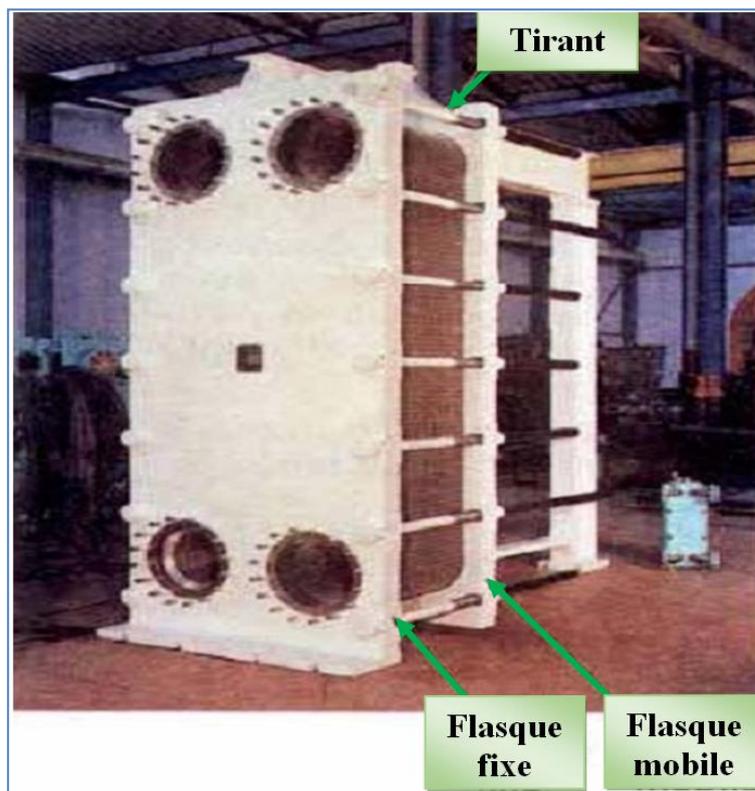
Les échangeurs à surface primariseront constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.



**Figure I.3 :** Différentes géométries de plaques  
D'échangeurs à surface primaire.

#### I.4.2.2. Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile .



**Figure I.4 :** Échangeur à plaque et joint.

#### I.4.2.3. Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [3].



Figure I.5 : Échangeurs à plaques soudées ou brasées.

**I.4.2.3.1.Échangeur platulaire :**

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils: les uns sont composés de chambres planes munies de tabulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés .

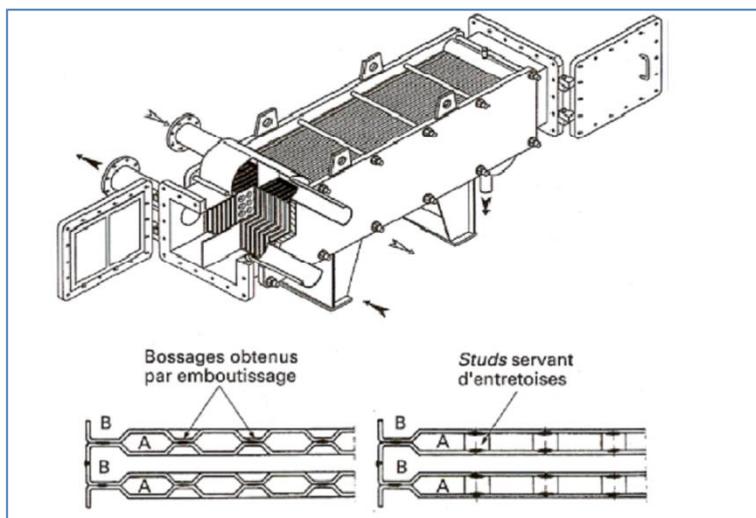


Figure I.6 : Échangeur platulaire et schéma canaux.

**I.4.2.3.2.Échangeur compabloc:**

Il est constitué d'un assemblage de plaques corrigées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints; la circulation des fluides est à courants croisés.

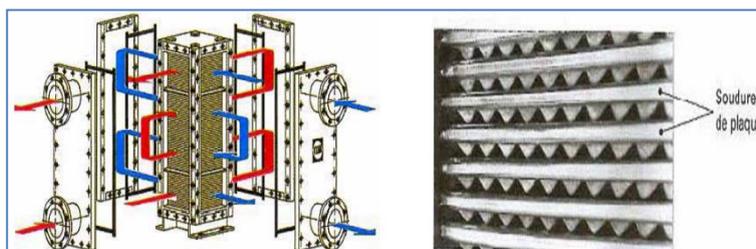
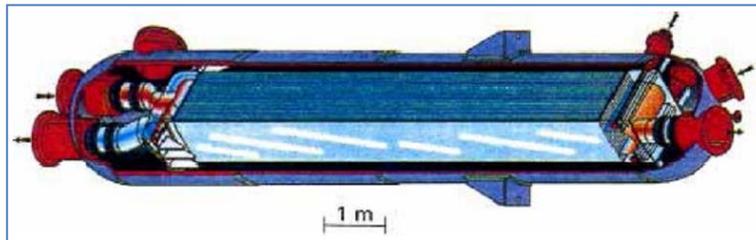


Figure I.7 : Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.

**I.4.2.3.3.Échangeur packinox :**

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar .



**Figure I.8 :** Échangeur Packinox.

**I.4. 2.3.4.Échangeur lamellaire :**

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides.

Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique .



**Figure I.9 :** Échangeur lamellaire .

**I.4.2.3.5.Échangeur à spirale :**

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [3].

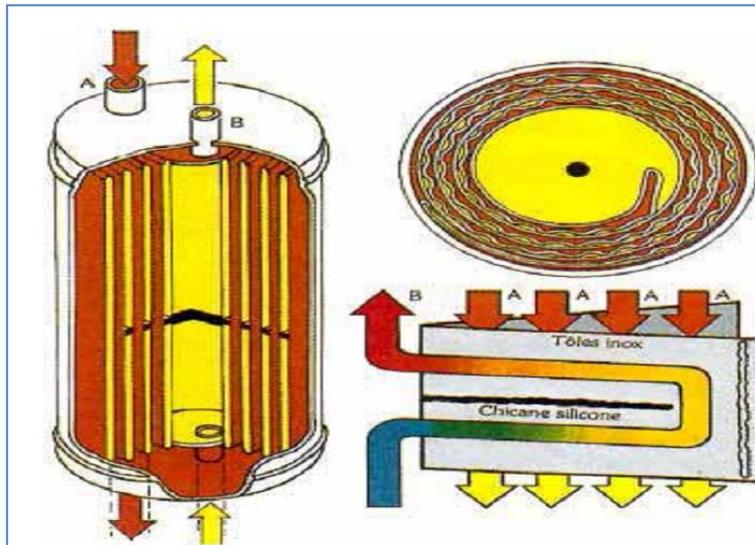


Figure I.10 : Échangeur à spirale.

#### I.4. 2.3.6. Échangeur brasé :

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées.

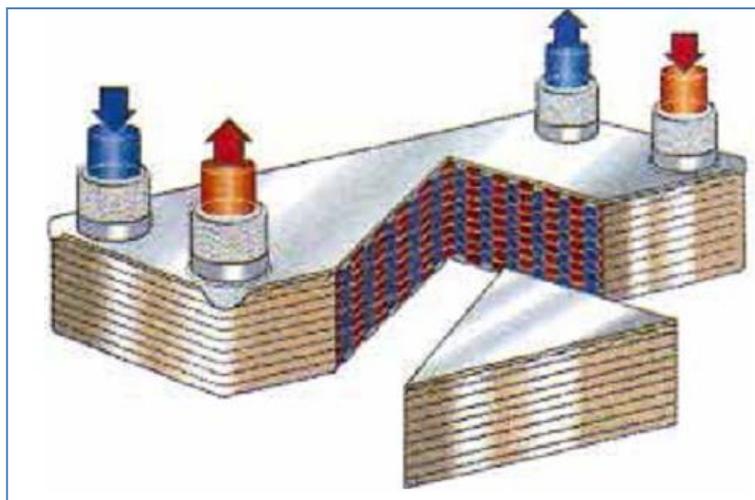


Figure I.11: Échangeur brasé [3].

#### I.4.3. Echangeur à tube et calandre :

##### I.4.3.1. Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique[9].

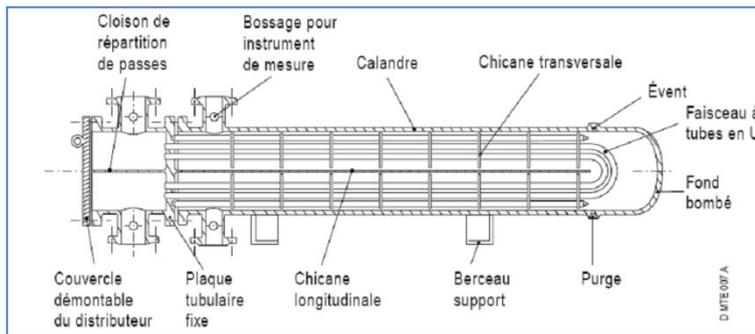


Figure I.12 : Échangeur à tube en U [9].

**I.4.3.2.Échangeur de chaleur à tête flottante :**

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [3].

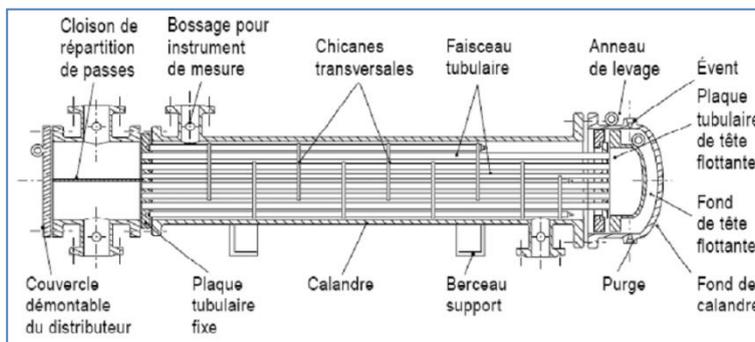


Figure I.13 : Échangeur à tête flottante [9].

**I.4.3.3.Échangeur à plaque tubulaires fixes :**

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [3].

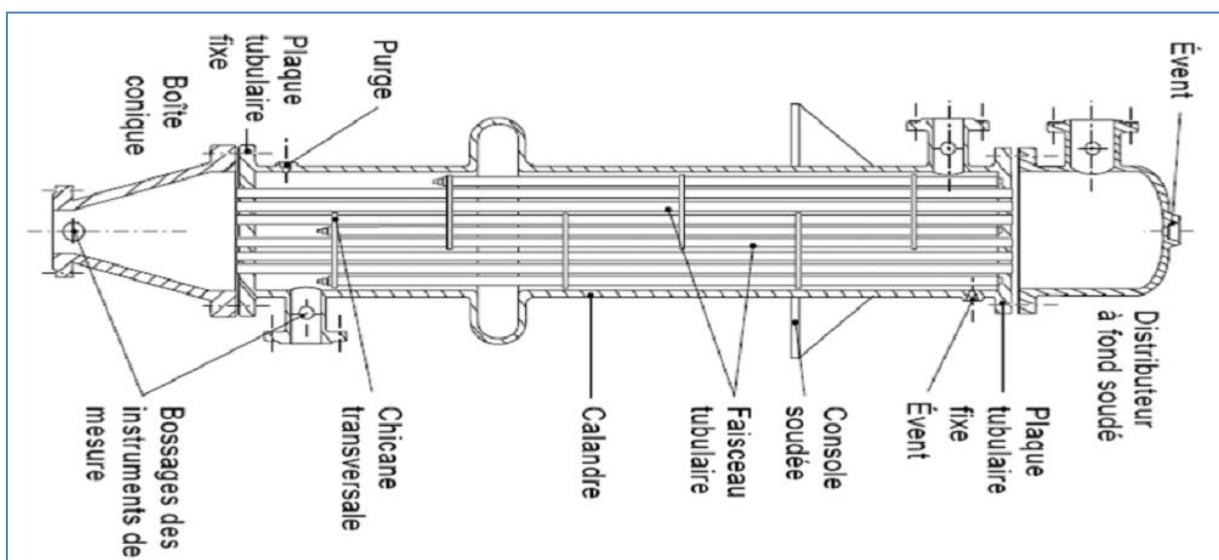


Figure I.14 : Échangeur à plaque tubulaire fixe [9].

## I.5. Généralités des nano fluides :

### I.5.1. Définition :

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelque milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1-100nm), les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué, et sont très étudiées actuellement [10].

### I.5.2. Technique de fabrication des nano fluides:

Un grand nombre de nanoparticules sont classées en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

Les nanoparticules sont produites de deux manières :

- **La méthode en une seule étape :** les nanoparticules sont produites dans le fluide de base. Utilisées pour certains nano fluides, évitent l'oxydation et la décantation des particules, est moins industrielle.
- **La méthode en deux étapes:** les nanoparticules sont produites une fois et dispersées dans le fluide de base. Il évite les ajustements en raison des forces attractives entre les molécules et effectue un bon travail mécanique. Pour ajuster le pH, la surface de la particule doit être chargée en utilisant une répulsion électrostatique.

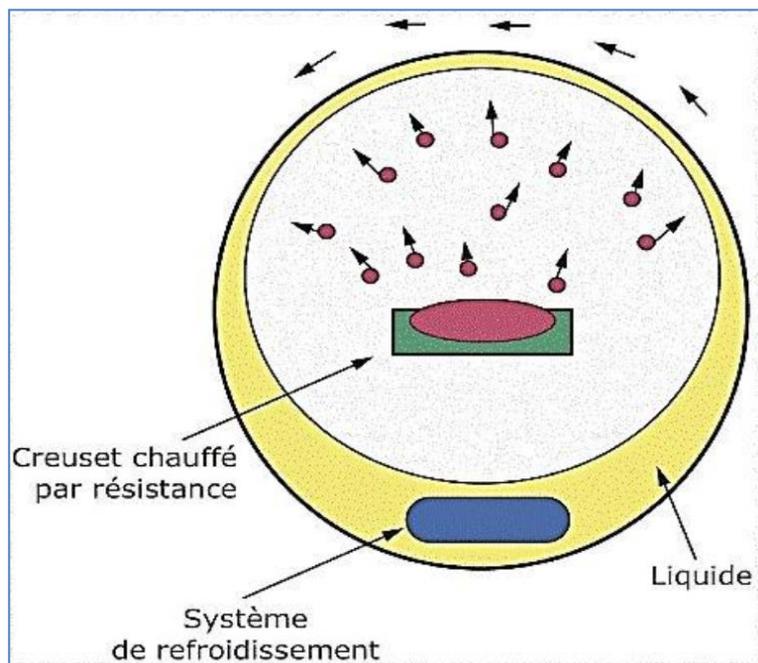


Figure I.15 : Procédé de synthèse de nano fluide en une seule étape [11].

Les procédés de fabrication font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients physiques, ou chimique et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé.

Les principaux moyens peuvent être :

- Le mécano synthèse (broyage à haute énergie).
- La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD).
- Les dépôts chimiques en phase vapeur assisté par plasma (PECVD).
- La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques.
- La pulvérisation cathodique radiofréquence.
- La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser).
- La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs).
- La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles[11].

### **I.5.3. Comment un nano fluide peut-il améliorer le transfert thermique :**

Pour améliorer les performances, il faut réduire autant que possible l'épaisseur de la couche limite et l'empêcher de se développer à sa guise. Pour cela, on augmente la vitesse du fluide (passages étroits, jets d'eau...) ou bien on dispose des petits obstacles(picots, aspérités...) pour augmenter le brassage au niveau de la paroi notamment. Tout ça pour la contrarier autant que possible et repousser le fluide froid le plus près possible de la paroi chaude pour augmenter l'échange (diminution de l'épaisseur de la couche limite thermique).Grâce à sa plus grande conductivité thermique, un nano fluide améliore directement le transit conductif de l'énergie thermique au travers de la sous-couche visqueuse. La suspension des nanoparticules peut modifier sensiblement le comportement rhéologique du liquide en adoptant un arrangement structural particulier dans la couche limite. Selon leur nature et leur forme, on peut observer un comportement rhé fluidifiant (diminution de viscosité lors de l'augmentation de la vitesse de cisaillement) qui tend à réduire la viscosité apparente tout près de la paroi (effet lubrifiant). Cette réduction de viscosité induit alors une diminution de l'épaisseur de la couche limite dynamique et donc thermique par implication. Le résultat est encore une fois une augmentation directe du coefficient d'échange à la paroi[12].

### **I.5.4.Application des nanofluides :**

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications - pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à ferro -fluides, agents de contraste en

imagerie médicale),

- pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur électro-mouillage pour lentilles liquides), et de marquage de cellules ou de contrefaçon avec des nanoparticules fonctionnalisées...

- En thermique, les nano fluides peuvent être utilisés partout, où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, transport (gestion de refroidissement /véhicule moteur thermique), espace, refroidissement des systèmes nucléaires, l'échangeur de chaleur, le chauffage solaire de l'eau, réfrigérateur domestiques, forage, lubrifiants, stockage thermique, etc.

Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance[13].

### **I.5.5. Les propriétés thermo physiques des nano fluides :**

Les nano fluides ont des propriétés physiques importantes, qui diffèrent selon les nanoparticules utilisées et le fluide de base. Ses caractéristiques sont :

- ❖ La fraction volumique ( $\varphi$ ).
- ❖ Conductivité thermique (K).
- ❖ Viscosité dynamique ( $\mu$ ).
- ❖ La masse volumique ( $\rho$ ).
- ❖ La chaleur massique ( $C_p$ ).
- ❖ Coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ).

#### **I.5.5.1. La fraction volumique ( $\varphi$ ) :**

$$\varphi = \frac{V_S}{V_T} = \frac{V_S}{V_S + V_F} \quad (I.1)$$

$V_S$  : Volume de solide (nanoparticules).

$V_T$  : Volume totale (nanoparticules + fluide de base).

#### **I.5.5.2. Conductivité thermique ( $\lambda$ ) :**

La conductivité thermique est une propriété très importante. D'autant plus que cela joue un rôle important dans le transfert de chaleur. Conductivité thermique de l'efficacité de transfert de chaleur montre clairement. La conductivité thermique est définie comme une variation de température et une conductivité thermique différente due à la fracture solide et aux nanofluides, en fonction des nanoparticules. La conductivité thermique est calculée selon deux méthodes suivantes[14]:

#### **Modèle de Maxwell :**

Il a supposé que les particules sont séparées d'une distance suffisante conduisant à l'absence d'interaction mutuelle entre elles, pas de contact entre les particules[15].

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_s + 2K_f - 2\varphi(K_f - K_s)}{K_s + 2K_f + \varphi(K_f - K_s)} \quad (I.2)$$

$K_{nf}$ : la conductivité thermique du nanofluide.

$K_f$ : la conductivité thermique du fluide de base.

$K_s$ : la conductivité thermique du particule solide.

### I.5.5.3. La viscosité dynamique ( $\mu$ ) :

La viscosité relative est le rapport de la viscosité du nanofluide ( $\mu_{nf}$ ) sur celle du fluide de base ( $\mu_f$ ). On a plusieurs modèles de la viscosité dynamique d'un nano-fluide comme :

#### Modèle d'Einstein [16]

Pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (I.3)$$

$\mu_{nf}$  : La viscosité dynamique du nano fluide

$\mu_f$  : La viscosité dynamique du fluide de base.

$\varphi$ : La fraction volumique des nanoparticules.

#### Modèle de Brinkman [17]

A étendu la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (I.4)$$

#### Modèle de Batchelor [18]

A montré que la viscosité n'est pas seulement une fonction linéaire, comme l'indique la relation d'Einstein mais une fonction non linéaire de  $\varphi$ .

$$\mu_{nf} = \mu_f(6.5\varphi^2 + 2.5\varphi + 1) \quad (I.5)$$

D'autres relations ont été proposées dans la littérature, limitées à des applications bien précises comme Maigaet *al.* [19], à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(123\varphi^2 + 7.3\varphi + 1) \quad (I.6)$$

Pack and Cho [20] ont proposé, quant à eux une corrélation pour les nanoparticules  $Al_2O_3$  dispersés dans l'eau donnée par :

$$\mu_{nf} = \mu_f(533.9\varphi^2 + 39.11\varphi + 1) \quad (I.7)$$

Donc pour notre travail, on a utilisé le modèle de Brinkman qui est le plus utilisé par les chercheurs.

### I.5.5.4. La masse volumique ( $\rho$ ):

La masse volumique des nano fluides est proportionnelle à la fraction volumique en particules et augmente avec l'ajout des nanoparticules. Sont souvent calculés à partir de la loi

du mélange, et sont représentés dans la relation suivante [21] :

- La masse volumique de mélange :

$$\rho_{nf} = \frac{m_f + m_s}{v_f + v_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (I.8)$$

- La masse volumique d'un nano fluide hybride pour une température de référence donnée est calculé par [21]:

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_f + \varphi_1 \cdot \rho_{np1} + \varphi_2 \cdot \rho_{np2} \quad (I.9)$$

Avec :  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$

$\rho_{hnf}$ : La masse volumique du nano fluide hybride.

$\rho_f$ : La masse volumique du fluide de base.

$\rho_{np1}$ : La masse volumique des nanoparticules 1.

$\rho_{np2}$ : La masse volumique des nanoparticules 2.

$\varphi_1$  : La fraction volumique des nanoparticules 1.

$\varphi_2$  : La fraction volumique des nanoparticules 2.

#### I.5.5. La chaleur spécifique (Cp):

Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nano fluide hybride il y'a un modèle de A.Takapi et Salehi [21]:

$$\rho_{hnf} \cdot Cp_{hnf} = (\varphi_{np1} \cdot \rho_{np1} \cdot Cp_{np1}) + (\varphi_{np2} \cdot \rho_{np2} \cdot Cp_{np2}) + (1 - \varphi) \rho_f \cdot Cp_f \quad (I.10)$$

$\rho_{hnf}$  : La masse volumique de nanofluide hybride.

$Cp_{hnf}$ : La chaleur spécifique du nanofluide hybride.

$\rho_f$ : La masse volumique du fluide de base.

$Cp_f$ : La chaleur spécifique du fluide de base.

#### I.5.5.6. Le coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ) :

Ce paramètre est calculé à partir de cette équation suivante :

$$\beta_{nf} = ((1 - \varphi) \rho_f \beta_f + \varphi \rho_s \beta_s) / \rho_{nf} \quad (I.11)$$

$\beta_{nf}$  : Le coefficient de dilatabilité du nano fluide.

$\beta_f$  Le coefficient de dilatabilité du fluide de base.

$\beta_s$ : Le coefficient de dilatabilité des nanoparticules [22].

#### I.5.6. Les avantages des nanofluides :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance du mouvement Brownien des particules.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux boues conventionnelles, favorisant ainsi la minimisation du système.

#### I.5.7. Les inconvénients des nanofluides :

- Chute de pression accrue et la puissance de pompage. Viscosité supérieure, chaleur spécifique

basse.

- Le coût élevé des nano fluides.
- Difficultés dans le processus de production[23].

## I.6.Généralités de transfert de chaleur :

### I.6.1.Définition :

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[24].

### I.6.2.Différents types de transfert thermique :

#### I.6.2.1.Conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts: une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier: la densité de flux est proportionnelle au gradient de température[25].

$$\vec{\Phi} = -\lambda S \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (\text{I.12})$$

Ou sous forme algébrique :

$$\Phi = \lambda S \frac{\partial T}{\partial X} \quad (\text{I.13})$$

Avec:

$\phi$  : Flux de chaleur transmis par conduction (W).

$\lambda$  : Conductivité thermique du milieu (W /m °C)

X : Variable d'espace dans la direction du flux (m).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m<sup>2</sup>).

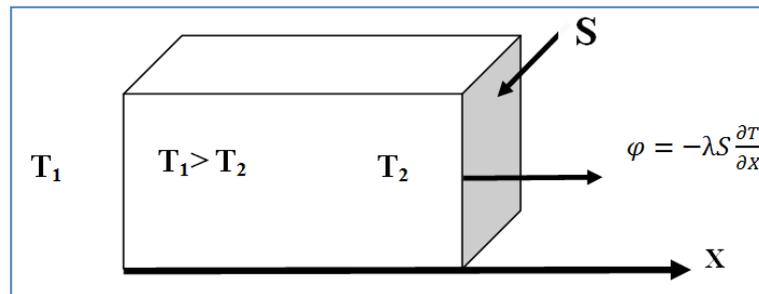


Figure I.16 : Schéma du transfert de chaleur conductif.

### I.6.2.2. Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert de chaleur est régi par la loi de Newton.

$$\Phi = hS(T_p - T_\infty) \quad (I.14)$$

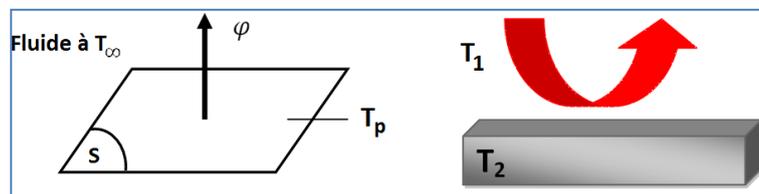


Figure I.17 : Schéma du transfert de chaleur convectif[25].

Avec :

$\phi$  : Flux de chaleur transmis par convection (W).

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$T_p$  : Température de surface du solide ( $^\circ C$ ).

$T_\infty$  : Température du fluide loin de la surface du solide ( $^\circ C$ ).

$S$  : Aire de la surface de contact solide/fluide ( $m^2$ ).

Le transfert thermique par convection est divisé en deux parties suivant la nature de l'écoulement :

- La convection forcée apparaît lorsque l'écoulement est engendré par des moyens externes comme un ventilateur ou les vents atmosphériques.
- La convection naturelle se produit lorsque l'écoulement est induit par une différence de masse volumique qui varie en fonction de la température au sein du fluide[25].

### I.6.3.3. Rayonnement :

Les corps émettent de l'énergie par leur surface sous forme des radiations. C'est un moyen qui n'a pas besoin de support matériel, on le rencontre donc même dans le vide. Tous les corps transparents permettent à la chaleur de se propager ainsi.

$$\Phi = \sigma \epsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.15)$$

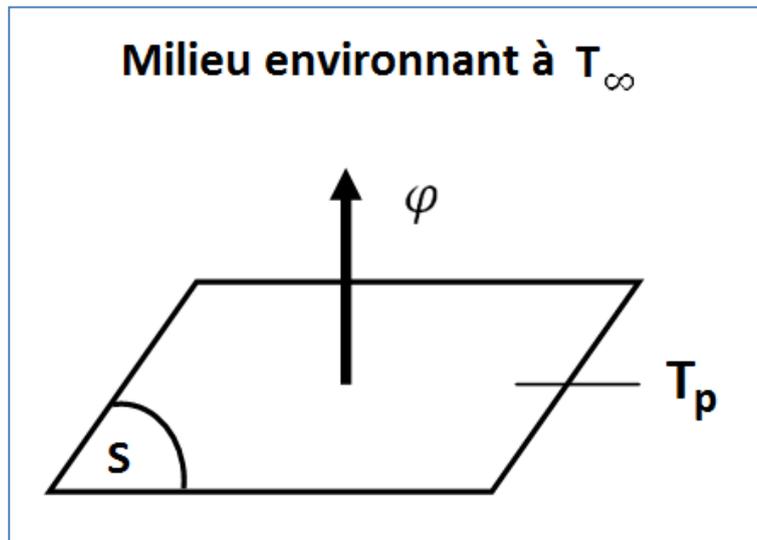


Figure I.18 : Schéma du transfert de chaleur radiatif[25].

Avec :

$\Phi$  : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W).

$\sigma$  : Constante de Stefan [ $5.6 \cdot 10^{-8} (\frac{W}{m^2k^4})$ ].

$\varepsilon_p$ : Facteur d'émission de la surface.

$T_p$ : Température de la surface (K).

$T_\infty$ : Température du milieu environnant la surface (K).

S : Aire de la surface( $m^2$ ).

### I.6.3. Grandeurs thermiques :

#### I.6.3.1. La température :

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs. La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre [26].

#### I.6.3.2. Champ de température :

En tout point de l'espace où se trouve de la matière, on définit une fonction scalaire de température  $T(x, y, z, t)$  en fonction des coordonnées du point ainsi que du temps. L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé «champ de température» [27].

#### I.6.3.4. Flux de chaleur :

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur  $\varphi$  [28].

$$\varphi = \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (I.16)$$

On appelle flux de chaleur  $\phi$  la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps:

$$\phi = \frac{dQ}{dt} \quad (I.17)$$

#### I.6.4.4. La chaleur :

A chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée) [26].

#### I.6.4.5. La chaleur spécifique :

Par définition, la chaleur spécifique  $C_p$  correspond à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse donnée pour que sa température s'élève d'un degré. C'est-à-dire la quantité de chaleur échangée entre deux corps respectivement à la température  $T_1$  et  $T_2$  ( $T_1 > T_2$ ) s'exprime par :

$$C_p = \frac{1}{m} \cdot \frac{dQ}{dT} \quad (I.18)$$

#### I.6.4.6. Conductivité thermique :

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors d'un transfert thermique par conduction. Cette constante apparaît dans la loi de Fourier. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. La conductivité dépend principalement de :

- La nature du matériau,
- La température.
- D'autres paramètres comme l'humidité et la pression.

Donc la conductivité thermique  $\lambda$  caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur [29].

#### I.6.4.7. Résistance de contact :

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à une échelle macroscopique. A un niveau plus local, par exemple à l'échelle des rugosités le contact est discontinu. Cette discontinuité de conductivité thermique au niveau de la section, engendre une discontinuité dans le profil de température. On peut modéliser ce phénomène, par l'introduction de la résistance de contact RC définie par la relation suivante :

$$R_c = \frac{1}{h_c} \quad (I.19)$$

Où  $h_c$  est le coefficient d'échange thermique.

### I.6.5. Grandeurs physiques :

#### I.6.5.1. La densité ( $\rho$ ) :

C'est le rapport de la masse d'un matériau par unité de volume. Appelée aussi masse volumique [30].

**I.6.5.2. La viscosité ( $\mu$ ) :**

C'est la propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Plus le fluide est visqueux (viscosité grande) plus son mouvement est difficile [30].

**I.6.5.3. Le débit :**

C'est la quantité de fluide qui s'écoule ou qui est fournie par unité de temps. Il existe deux types de débits, le débit massique et le débit volumique. Le débit massique  $Q_m$ [kg/s] et le débit volumique  $\dot{m}$ [m<sup>3</sup>/s].

**I.6.5.4. Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule suivante:

$$Re = \frac{UL}{\nu} = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (I.20)$$

Il caractérise le régime d'écoulement des fluides. L'expérience de Reynolds relative à un écoulement dans une conduite cylindrique a mis en évidence deux régimes d'écoulement caractérisés par un paramètre (nombre de Reynolds).

Pour les faibles débits d'écoulement, le régime est dit laminaire. Dans le cas contraire, il est turbulent (Figure 1.19).

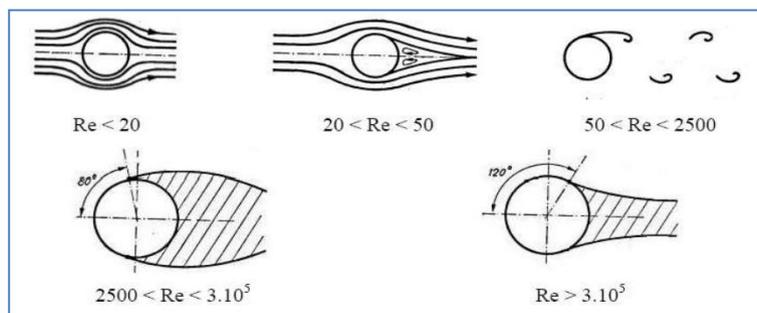
**- Régime laminaire**

Les filets fluides sont parallèles, les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction).

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de Reynolds reste inférieur à 2300.

**- Régime turbulent**

L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de Reynolds atteint ou dépasse 10000. Le régime correspondant au nombre de Reynolds compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire [31].



**Figure I.19** : régimes d'écoulement[31]

**I.6.5.5. Nombre de Nusselt:**

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide-surface [32].

$$N_U = \frac{hD}{\lambda} \quad (I.21)$$

Avec :

$h$  : Coefficient de convection thermique (W/m<sup>2</sup>°C).

$D$  : Diamètre (m).

$\lambda$  : Coefficient de conductivité thermique du fluide (W/m °C).

**I.6.5.6. Nombre de Prandtl :**

Ce nombre représente le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique; il caractérise les propriétés physiques du fluide[33].

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (1.22)$$

$C_p$  : la chaleur spécifique à pression constante (kJ/kg °C).

$a$  : la diffusivité thermique (m<sup>2</sup>/s).

**Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons vu une étude générale sur les échangeurs de chaleur et une généralité des nano fluide, le transfert de chaleur et nous verrons dans le chapitre suivant une recherche bibliographique

**Chapitre II**  
**Synthés**  
**bibliographique**

### 2.1 introduction :

Afin de situer notre travail par rapport au travail réalisé, nous essayons dans ce chapitre de présenter présentation des principaux travaux de recherche rencontrés dans la littérature menée en Le même domaine et les résultats obtenus dans les études précédentes

**M.Bahiraei , H.Kiani Salmi , M. Reza Safaei [33]**

Dans cette étude, les propriétés thermiques et hydrauliques d'un nanofluide de graphène respectueux de l'environnement circulant à l'intérieur d'un compteur de l'échangeur de chaleur hélicoïdal actuel est évalué car les résultats montrent que la valeur d'efficacité est beaucoup plus élevée (supérieure à 0,85) dans tous les cas étudiés. De plus, l'efficacité et le nombre d'unités de transmission diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La chute de pression s'intensifie avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et l'augmentation du nanotube conduit à une plus grande chute de pression du fluide de base, en particulier à des nombres de Reynolds plus élevés. Pendant ce temps, le liquide froid présente une perte de charge plus élevée qu'un liquide chaud en raison d'une augmentation de la viscosité. L'indice de performance, c'est-à-dire le rapport entre le taux de transfert de chaleur et la chute de pression, s'améliore avec l'augmentation d'un nombre de Reynolds ou concentration, Ainsi, l'indice de performance du nanofluide in- Rides d'environ 142% en augmentant le nombre de Reynolds de 1000 à 3000

**A.M. Alklaibi , L. Syam Sundar , Kotturu V.V. Chandra Mouli[34]**

Les performances des nanofluides hybrides d'un liquide de refroidissement d'échangeur de chaleur à plaques ont été étudiées expérimental pour des concentrations des nanoparticules dans la plage de 0,05 à 0,3 % en volume et pour le débit de liquide de refroidissement de 3 à 7 litres/minute. Des nanoparticules hybrides MWCNT + Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> ont été préparées par précipitation chimique Où les résultats ont montré que l'efficacité exégétique du nanofluide hybride est 10,5% supérieure à celle eau déminéralisée avec un débit de 7 L/min et une concentration de 0,3 particules en volume %. Un facteur de performance thermique est supérieur à 1 a été trouvé pour les nanofluides hybrides (0,05-0,3 vol%), avec une valeur maximale de 1,12.

Il se produit à 0,3 % en volume et un débit de 7 l/min. Efficacité 0,3 % en volume de nanofluide supérieure à celle d'eau ionisée à 11,65% à un débit de 3 l/min et à 13,21% à un débit de 7 l/min. Un débit de 5 litres par minute permettra d'obtenir le coût le plus bas. Par conséquent, les avantages de réduire le volume et d'améliorer le transfert de chaleur de PHE via l'utilisation de MWCNT + Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/ nanofluide hydro-hybride au-delà des besoins en puissance supplémentaires.

**I.Fazeli , M. SarmastiEmami , A.Rashidi [35]**

Dans ce travail, une nouvelle méthode de stabilité (mélange de tensioactifs) a été utilisée pour préparer le nano-hybride .Les résultats montrent que la stabilité du nanofluide hybride avec le

mélange de deux tensioactifs, dont GA et Tween-80, convenable, et aucune précipitation n'a été observée. Aussi, lorsque le liquide chaud est stationnaire c'est-à-dire la température de 35°C et le débit volumique de 6L/min, la plus forte augmentation du transfert de chaleur par convection de Nano-module hybride avec un débit volumique de 14,4, 18,9 et 24,4 L/min par rapport à l'eau 85,56 %, 101,25 %, 139,19 % respectivement. L'importance des facteurs et de leurs interactions a été vérifiée Utilisation de l'analyse de variance (ANOVA) avec un niveau de confiance de 95 % ( $p < 0,05$ ). Enfin, la surface de réponse La méthodologie a été utilisée pour établir une relation empirique pour le coefficient de transfert de chaleur thermique et plus puissant.

**S. Kumar Singh , J.Sarkar [36]**

Ils ont réalisé plusieurs études expérimentales d'insertion d'une bobine de fil conique dans un échangeur de chaleur à tube de chaleur concentrique en utilisant des nanofluides hybrides à base d'eau ( $Al_2O_3 + CNT$ ) ( $Al_2O_3$  et CNT).Leurs résultats ont indiqué que la bobine de fil dissemblable présente de meilleures performances thermo hydrauliques par rapport aux autres arrangements de bobines de fil. Egalement par rapport à l'eau DI dans le tube ordinaire (sans insertion), le Améliorations du nombre maximal de Nusselt pour les entrées de bobines de fil divergentes, divergentes, divergentes et convergentes ils sont respectivement de 171 %, 152 % et 139 %. Ils ont également constaté que le facteur de frottement augmente jusqu'à 106%, 92% et 72%, respectivement, pour insérer les bobines de fils espacés et convergents. D'autre part, ils ont constaté que la génération d'entropie de l'eau DI est supérieure à celle du nanofluide mono/hybride.

**B. Rao Ponangi , V. Krishna , K.N. Seetharamu [37]**

Les métaux et les nanoparticules d'oxydes métalliques ont été largement étudiés pour des applications comparatives de transfert de chaleur au graphène fonctionnel et aux nanoparticules hybrides. Où les concentrations de la taille des nanoparticules supérieure à 0,01 % ont été étudiées. Dans le présent travail, une tentative a été faite pour étudier l'effet en ajoutant du graphène carboxyle (CG), oxyde de graphène (GO) et nouvelles nanoparticules hybrides dans un liquide chaud conventionnel - éthylène glycol 50:50 et l'eau - à de très faibles concentrations en volume où un maximum de 3,59 et 4,92 fois l'augmentation du nombre de Nusselt a été observé à 0,02 volume % de CG et 0,04 % en volume de GO, respectivement. La même chose a été trouvée 11 fois à 0,005 % en volume de GO et 0,0075 % en volume % de nanofluide hybride CG. Les résultats ont montré une augmentation significative des performances de l'échangeur de chaleur combinée, tant en terme d'efficacité que de perte de charge. L'étude rapporte une amélioration maximale de 232 % en efficacité avec une diminution de 66% de la perte de charge à une concentration volumique de 0,005 vol% de GO et 0,005% volume de CG. Le graphène fonctionnel et les nanoparticules hybrides offrent un large champ d'amélioration de la chaleur combinée.

**Z. Li , A.Shahsavari , K. Niazi , A. Al-Rashed , S.Rostam [38]**

Le but de ce travail est d'étudier les propriétés hydrothermiques et irréversibles du flux de chaleur forcé de Ag-MgO/nano-eau hybride à travers un échangeur de chaleur en épingle à cheveux sinusoïdal. Les résultats ont indiqué que renforcer **Re** et améliorer le transfert de chaleur, et vice versa pour le reste aspect performances. De plus, il a été constaté que la non-réflexion due au frottement d'écoulement est augmentée par le renforcement de la valeur du nombre de Reynolds ou  $\phi$ . De plus, les résultats ont montré que le transfert de chaleur est la principale source de non-inversion car le nanofluide hybride (NF) s'écoule à l'intérieur d'un échangeur de chaleur en épingle à cheveux .D'une part, cela conduit à augmenter la capacité à une diminution de l'indice de performance de l'échangeur de chaleur.

**Mariana S. Bretado-de los Rios , C. Rivera-Solorio , K.D.P. Nigam [39]**

Les nanofluides ont été étudiés comme une solution alternative innovante aux liquides pour améliorer l'efficacité et le profit .La capacité des systèmes thermiques dans les applications industrielles, commerciales et résidentielles. Augmenter l'efficacité dans les systèmes thermiques présentent de nombreux avantages, par exemple, un impact environnemental réduit, une consommation d'énergie réduite combinée, réduire les coûts. Ces dernières années, les nanofluides ont été évalués économiquement et écologiquement basé sur des méthodologies de durabilité pour déterminer leur utilité dans les systèmes thermiques. Par conséquent, ce travail offre une perspective pour l'évaluation de la durabilité des nanofluides simples et hybrides utilisés dans les échangeurs de chaleur axés sur la vie. Bien que les nanofluides doivent surmonter divers défis avant de devenir réalisables technologie.Il est incontestable que des nanofluides stables avec la bonne sélection de nanoparticules avec une concentration volumique optimale, il peut être mis en œuvre dans un régime thermique qui permet d'obtenir des résultats économiques et environnementaux positifs.

**Hussein M. Maghrabie , K.Elsaid , E. Taha Sayed, M. A.Abdelkareem , T. Wilberforce f , M. Ramadan , A.G. Olabi [40]**

La présente étude passe en revue et résume ce qui a été mis en œuvre récemment des processus utilisant des nanofluides ont été réalisés dans divers types d'échangeurs de chaleur, y compris les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs de chaleur à double tube, les échangeurs de chaleur à coque et à tube et les échangeurs de chaleur à flux croisés. Là où les résultats indiquent que les nanofluides à conductivité thermique améliorée sont bons, bien que cela s'accompagne d'une commande. La diminution amovible de la capacité calorifique et l'augmentation de la viscosité ont amélioré les performances de différents types d'échangeurs de chaleur. Ainsi, le critère d'évaluation des performances qui combine l'amélioration thermique et augmente la puissance de pompage de tout type d'échangeur de chaleur est nécessaire pour évaluer la

performance globale Filtrez-le correctement. Défis et opportunités pour les futurs travaux de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide pour divers les types d'échangeurs de chaleur utilisant des nanofluides sont discutés et présentés.

### **B. Herrera, A. Gallego , K.Cacua [41]**

La récupération de la chaleur perdue est une alternative pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire le coût du combustible dans l'industrie processus. Les nanofluides sont une alternative aux fluides usuels dans les échangeurs de chaleur pour taux de transfert de chaleur des rides. Cette étude expérimentale a été réalisée en utilisant des nanofluides d'oxyde de graphène (GO) dans un échangeur de chaleur à base de chaleur couplé à un groupe électrogène diesel qui forme le système de cogénération. Les résultats à l'échelle du laboratoire ont montré une diminution de la température de résistance jusqu'à 67% avec le nanofluide GO par rapport à l'eau. Cependant, l'échangeur de chaleur a été évalué à échelle réelle avec de l'eau et des nanofluides GO, et ses performances n'ont pas été il a été amélioré malgré le fait que certains thermophones individuels montraient une température plus basse de l'évaporateur et du condenseur Différences.

### **T.Tayebi , A. J. Chamkha , A. A. Melaibari , E.Raouache [42]**

Cette étude vise à expliquer l'effet de la présence d'une barrière conductrice solide sur le mécanisme de mouvement thermique et processus de transfert de chaleur à l'intérieur d'un anneau circulaire concentrique rempli de Un nanofluide hybride à base d'eau contenant des nanoparticules de cuivre (Cu) et d'alumine ( $Al_2O_3$ ). Les résultats montrent que les effets combinés du phénomène IHG/A et les nanoparticules modulent significativement les comportements d'écoulement et d'échange de chaleur au sein de la boucle. Cette étude a également montré qu'une nouvelle corrélation peut être utilisée pour prédire le taux d'échange de chaleur moyen dans la plage de paramètres d'entrée spécifiée.

### **B. Saleh , L. Syam Sundar [43]**

La présente étude passe en revue et résume ce qui a été mis en œuvre récemment des processus utilisant des nanofluides ont été réalisés dans divers types d'échangeurs de chaleur, y compris les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs de chaleur à double tube, les échangeurs de chaleur à coque et à tube et les échangeurs de chaleur à flux croisés. Là où les résultats indiquent que les nanofluides à conductivité thermique améliorée sont bons, bien que cela s'accompagne d'une commande. La diminution amovible de la capacité calorifique et l'augmentation de la viscosité ont amélioré les performances de différence types d'échangeurs de chaleur. Ainsi, le critère d'évaluation des performances qui combine l'amélioration thermique et augmente la puissance de pompage de tout type d'échangeur de chaleur est nécessaire pour évaluer la performance globale Filtrez-le correctement. Défis et opportunités pour les futurs travaux de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide pour divers les types d'échangeurs de chaleur

utilisant des nanofluides sont discutés et présentés.

### **B. Herrera, A. Gallego , K.Cacua [44]**

La récupération de la chaleur perdue est une alternative pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire le coût du combustible dans l'industrie processus. Les nanofluides sont une alternative aux fluides usuels dans les échangeurs de chaleur pour taux de transfert de chaleur des rides. Cette étude expérimentale a été réalisée en utilisant des nanofluides d'oxyde de graphène (GO) dans un échangeur de chaleur à base de chaleur couplé à un groupe électrogène diesel qui forme le système de cogénération. Les résultats à l'échelle du laboratoire ont montré une diminution de la température de résistance jusqu'à 67% avec le nanofluide GO par rapport à l'eau. Cependant, l'échangeur de chaleur a été évalué à échelle réelle avec de l'eau et des nanofluides GO, et ses performances n'ont pas été il a été amélioré malgré le fait que certains thermophones individuels montraient une température plus basse de l'évaporateur et du condenseur Différences.

### **T.Tayebi , A.J. Chamkha , A. A. Melaibari , E.Raouache [45]**

Cette étude vise à expliquer l'effet de la présence d'une barrière conductrice solide sur le mécanisme de mouvement thermique et processus de transfert de chaleur à l'intérieur d'un anneau circulaire concentrique rempli de Un nanofluide hybride à base d'eau contenant des nanoparticules de cuivre (Cu) et d'alumine ( $Al_2O_3$ ). Les résultats montrent que les effets combinés du phénomène IHG/A et les nanoparticules modulent significativement les comportements d'écoulement et d'échange de chaleur au sein de la boucle. Cette étude a également montré qu'une nouvelle corrélation peut être utilisée pour prédire le taux d'échange de chaleur moyen dans la plage de paramètres d'entrée spécifiée.

### **B. Saleh , L. Syam Sundar [46]**

d'écoulement et de la taille des nanoparticules peut réduire la fraction du volume de l'échangeur de chaleur et que l'ajout de nanoparticules a un effet important à grande vitesse ( $u \geq 50$  mm/sec). L'efficacité de l'échangeur de température la plus élevée a été obtenue avec le nombre d'onde  $N = 8$ , la concentration en nanoparticules  $\phi = 0,05$  et vitesse d'entrée  $u = 50$  mm/sec.

### **A. M.Elsaid , E. M.S. El-Said , G. B. Abdelaziz, S.W. Sharshir ,H.R. El-Tahan , M.F. Abd Raboo [47]**

Dans la présente enquête, la chaleur, les caractéristiques d'écoulement et l'analyse exégétique des nanoparticules hybrides et simples - L'eau passe à travers un échangeur de chaleur à tubes à trois nervures (TRTHE) sous diverses conceptions et opérations paramètres sont étudiés. La modélisation de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) est réalisée à l'aide d'ANSYS-FLUENT 19 La technologie typique du réseau de renormalisation 3D (RNG)/k avec une gestion optimisée des parois a été sélectionnée propriétés thermophysiques des nanofluides et de l'eau en fonction de la température du fluide. Dans cette étude, la vitesse et la température de fonctionnement des tubes nanofluidiques intérieur, moyen et extérieur sont de 0,7 m/s à 10°C, 0,05

- 0,13 m/s à 70 °C et 0,05 m/s à 18 °C, respectivement. Les côtes étudiées sont trapézoïdales, trapézoïdales La largeur de l'ouverture circulaire, semi-elliptique, triangulaire, rectangulaire, carrée et d'essai est 0,5, 1, 1,5 et 2 mm. Trois formulations hybrides de nanomatériaux (oxyde/oxyde, oxyde/carbure, oxyde/carbone nanotube) avec un rapport volumique constant de 50/50 % avec de l'eau comme fluide de base sous-constant concentration volumique de 0,1 %. Quatre types différents de nanoparticules telles que Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, MgO, SiC et MWCNT sont sélectionnés afin de mener l'étude en cours.

Les résultats ont montré que la nanofluidique hybride Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> + MWCNT/H<sub>2</sub>O atteint une chaleur plus élevée Taux de transfert par rapport aux nanofluides simples. Largeur de nervure inférieure avec géométrie de nervure semi-circulaire et La disposition des nervures étagées entraîne une augmentation du nombre de Nusselt et de l'efficacité TRTHER. L'utilisation de La forme de la nervure semi-circulaire entraîne un taux de perte d'énergie non dimensionnelle d'environ 5,4 à 21,6 % de plus que les autres formes de nervure.

### **A.Kumar Tiwari ,S.Javed,Hakan F. Oztop ,Zafar Said ,N. S. Pandya [48]**

La conception d'un nouveau tube courbe appelé échangeur de chaleur à trois tubes a été examinée pour la détermination des fluides thermiques. Cette analyse de recherche consiste en la dynamique des fluides computationnelle et résultats expérimentaux. Un modèle 3D de dynamique des fluides computationnelle a été développé à l'aide d'ANSYS R19.1 Forfait de recherche (fluide), modèle k-epsilon où utiliser WO<sub>3</sub>/nanofluide aqueux avec divers nouveaux inserts tels que ruban torsadé, nervure et plaque poreuse. Thermodynamique L'effet des nanofluides a été considéré dans la plage de concentration de 0,5 % à 3,0 %. Liquide arithmétique teint- La méthode namics est utilisée pour simuler le processus, et les données expérimentales sont utilisées pour le valider. Le résultat montre que Le taux de transfert de chaleur total maximum et l'efficacité étaient de 1767,91 W/m<sup>2</sup> K, 1702,71 W/m<sup>2</sup> K et 1,86, 1,79, Respectivement, à une concentration volumique de 1 % optimisée avec des nanoparticules de WO<sub>3</sub>/eau en utilisant une insertion de type nervure pendant Méthodes expérimentales et computationnelles de dynamique des fluides, respectivement. Performances thermiques maximales du nanofluide a été observé dans l'insertion de type côte à 0,75. Amélioration du spectacle d'étude 11,84 %, 12,38 %, 14,56 %, 14,30 % du transfert de chaleur total et de l'efficacité avec des inserts de type nervure, Les méthodes de dynamique des fluides expérimentales et computationnelles, respectivement, par rapport à sans utiliser inserts. Il y a également eu une diminution progressive du facteur de frottement lors de l'augmentation des débits massiques.

### **N.Mazaheri,M. Bahiraei, [49]**

Ils étudient mathématiquement l'échangeur de chaleur hélicoïdal par analyse CFD. Dans cette étude, cinq nanoparticules de formes différentes ont été sélectionnées. Des simulations numériques

sont effectuées sur quatre segments de tailles différentes allant de 0 à 0,04. Où ils ont découvert que l'utilisation de nanofluides avec des fractions volumiques plus importantes améliore l'échange de chaleur, coefficient de transfert de chaleur total (U) et efficacité. Il a également été révélé que l'altitude la plus élevée de La valeur de U à nombre de Reynolds constant (Re) est d'environ 25,4 %, alors que cette valeur à force de pompage constante (w) est de 6,35 %. De plus, du point de vue de l'efficacité thermique, il est suggéré d'utiliser Nanoparticules en forme de plaquettes à Re constant. De plus, l'utilisation de nanoparticules sphériques aplaties est recommandée pour assurer l'efficacité thermique et augmenter et améliorer l'échange de chaleur.

**S. Kumar Gupta, S. Gupta, T. Gupta, A.Raghav, A. Singh [50]**

Les considérations économiques associées à l'échangeur de chaleur sont le principal défi de son développement technologique. Améliorer les performances de l'échangeur de chaleur C'est aussi l'un des principaux défis. L'une des meilleures méthodes est l'utilisation de nanofluides pour améliorer le taux de transfert de chaleur en raison de la conductivité thermique élevée et également les considérations de classification environnementale associées aux échangeurs de chaleur. Cet article donne un aperçu de l'utilisation du nanofluide dans un échangeur à plaques.

**A.HameedRasheed , H.Binti Alias , S. Dawood Salman [51]**

Dans cette étude, trois types de bobines de microtubules hélicoïdaux sont présentés et évalués expérimentalement et numériquement en utilisant de nanofluides  $Al_2O_3$ - eau, ZnO- eau.

Les résultats de l'étude montrent que les tourbillons de flexion hélicoïdale des microtubules se sont avérés être un phénomène important pour augmenter le transfert de chaleur. En outre, il est démontré que le transfert de chaleur et la perte par frottement augmentent à mesure que les fractions volumiques des nanofluides et le nombre de Reynolds augmentent. Des expériences ont également révélé que l'utilisation de microtubules hélicoïdaux augmente le transfert de chaleur et une amélioration significative a été obtenue en utilisant une forme ronde avec  $\phi = 2\%$  de  $Al_2O_3$ - eau. Sur les plages de débit étudiées, le nanofluid de alumine ( $Al_2O_3$ - eau) était meilleur que le nanofluide ZnO-eau et la meilleure performance thermique de 3,1 a été enregistrée avec son utilisation à  $\phi = 2\%$  au nombre de Reynolds 1800. En plus des nouvelles corrélations expérimentales ont été proposés et rapportés sur la base de données expérimentale.

**M.Jamshidmofid , A. Abbassi , M.Bahiraei [52]**

L'utilisation de nanofluides est un moyen approprié pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à microcanaux. Dans cet article, pour la première fois, des nanofluides de points quantiques de graphène sont utilisés comme fluide de refroidissement pour un micro-échangeur de chaleur Où des concentrations de 0 à 0,5 % et des nombres de Reynolds allant de 50 à 200 sont utilisés tandis que l'eau pure avec un nombre de Reynolds de 100 est considérée . Les résultats de la recherche ont montré qu'aux nombres de Reynolds 50 et 100 il y a une amélioration du taux de transfert de chaleur lors de l'utilisation de nanofluides, donc si un nanofluide à 0,5 % est utilisé à un nombre de Reynolds de 50, le taux de transfert de chaleur s'améliore de 14 % par

rapport à augmentation de 8 % de l'hypotension. Cependant, aux nombres de Reynolds 150 et 200, l'utilisation de nanofluides conduit à une diminution significative de la pression. Sur la base des résultats de l'étude, il est suggéré d'utiliser des points quantiques de graphène aux nombres de Reynolds 50 et 100 pour améliorer les performances de l'échangeur de chaleur, tandis qu'aux nombres de Reynolds 150 et 200, les nanofluides ne sont pas recommandés en raison d'un problème de pression.

### **A.Bhattad, J.Sarkar, P.Ghosh [53]**

Ils ont mené une étude numérique et expérimentale sur l'échange de chaleur et de perte de charge dans l'échangeur de chaleur à plaques en utilisant des nanofluides hybrides (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> + MWCNT / eau) à différentes concentrations. Les profils de vitesse et de température du nano fluide hybride ont également été étudiés. Parmi les résultats les plus importants qu'ils ont obtenus, le coefficient de transfert de chaleur s'améliore de 39,16 %. Ils ont également observé qu'il y a une amélioration des propriétés de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur à plaques lorsque des nanofluides hybrides sont utilisés à la place du fluide primaire

# **Chapitre III**

## **Modélisation Mathématique**

**III.1. Introduction :**

Le transfert de chaleur par convection est une forme d'énergie, transférer de l'énergie entre une surface solide et un fluide, soit un liquide ou un gaz. Ce transfert thermique revête une grande importance dans beaucoup de domaines tels que : la mécanique des fluides, l'énergie solaire, les systèmes d'isolation, ainsi que dans la conception des échangeurs de chaleur.

Le comportement du fluide est complètement décrit par le champ d'écoulement (composantes de la vitesse), le champ thermique, la distribution de pression et les propriétés locales du fluide. Ces variables sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

Dans ce chapitre, nous introduisons la géométrie étudiée suivie par les équations gouvernantes et performances thermiques d'un échangeur de chaleur des cas étudié dans cette mémoire.

**III.2. La géométrie du problème étudié :**

La géométrie du problème considérée est représentée par **la figure III.1**



**Figure III.1** : Échangeur de chaleur Co-axial.

Il s'agit d'un échangeur de chaleur Co-axial ; C'est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide chaud à un autre relativement plus froid, Il joue un rôle très important dans les installations industrielles et permette d'augmenter le rendement. Pour cela, il faut établir de bonnes procédures de calcul et de dimensionnement de ce dispositif.

L'échangeur Co-axial se compose d'un tube en cuivre de diamètre (intérieur / extérieur) =6/8 mm, placé dans un autre tube extérieur de dimension supérieur, dont le rapport de diamètre (intérieur / extérieur) =13/15 mm ; La longueur totale de l'échangeur est de 3.2 m étant répartie en forme de serpentin sur quatre portions de 0.8 (800 mm) chacune ; il y a deux fluides caloporteur qui circulent dans les deux tube de l'échangeur, le fluide chaud dans le tube intérieur et le fluide froide dans le tube extérieure. L'échangeur est entièrement isolé, avec une surface d'échange commune entre les deux tube  $S_{éch\_com} = 0.0698 \text{ m}^2$

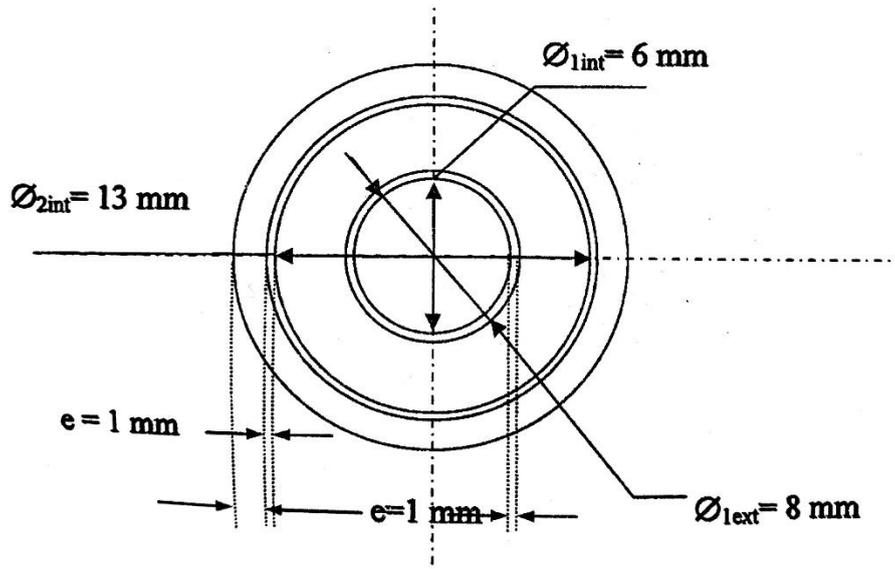


Figure III.2: Dimension d'une section intérieure de l'échangeur Co-axial.

$\varnothing_{1int} = 06 \text{ mm}$	Diamètre intérieur du tube interne
$\varnothing_{1ext} = 08 \text{ mm}$	Diamètre extérieur du tube interne
$\varnothing_{2int} = 13 \text{ mm}$	Diamètre intérieur du tube externe
$\varnothing_{2ext} = 15 \text{ mm}$	Diamètre extérieur du tube externe
$e = 01 \text{ mm}$	Epaisseur du tube interne et externe
$L = 3.2 \text{ m}$	Longueur totale de l'échangeur
$S_{\text{éch\_com}} = 0.0698 \text{ m}^2$	Surface totale d'échange commune entre les deux fluides

Tableau III.1 :Dimensionnement du l'échangeur Co-axial étudiée.

III.3. Modèle mathématique :

Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps.

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir :

- Conservation de masse.
- La quantité de mouvement.
- Conservation d'énergie.

III.3.1. Equation de continuité :

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel.

Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0 \quad \text{(III.1)}$$

Où  $\rho$  est la masse volumique et  $V$  est le vecteur de vitesse. [54]

**III.3.2. Équation de quantité de mouvement :**

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent.

Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées.

Il s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta V + \frac{1}{3}\mu \text{grad}(\text{div}(V)) \quad \text{(III.2)}$$

Où F est une force par unité de volume. [54]

**III.3.3. Équation de conservation d'énergie :**

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique.

Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit :

$$\Delta(K.T) + q + \beta T \frac{Dp}{DT} + \mu\phi = \frac{D}{Dt}(\rho C_p T) \quad \text{(III.3)}$$

Avec :

$\frac{D}{Dt}(\rho C_p T)$  : La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(K.T)$ : La variation d'énergie par conduction.

$q$ : Puissance volumique dissipée.

$\beta T \frac{Dp}{DT}$  : La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu\phi$  : La dissipation irréversible due au frottement visqueux.[54]

**III.4. Hypothèses Simplificatrices Proposées :**

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est stationnaire, tridimensionnel (3D), turbulent.
- Le fluide est un nano-fluide Newtonien et incompressible.
- Les propriétés physiques et thermiques sont constantes et indépendantes de la température.
- Les fluides sont gardés à une température uniforme, avec un profil de vitesse constant au moment où il pénètre dans le canal.
- Le régime d'écoulement est supposé être turbulent lisse ( $2000 \leq Re \leq 100000$ ) dans le tube central ainsi que l'anneau intermédiaire.
- La surface supérieure du tube extérieur ( $0 \leq x \leq L, r = R_4$ ) a été isolée thermiquement (adiabatique) ou (Flux nul), tandis que la partie inférieure ( $0 \leq x \leq L, r = 0$ ) a été considérée comme condition de symétrie et cela pour la moitié du domaine.

- Sections de passage constants.
- Pas de terme source.
- Le mode de transfert de chaleur par rayonnement est négligeable par rapport aux autres modes de transfert de chaleur.
- La puissance volumique dissipée est négligeable.
- Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- La masse volumique du fluide varie linéairement avec la température. Cette variation est donnée par la relation :  $\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$

D'où : T : Représente la température du fluide en un point donné du système.

$T_0$ : La température de référence qui correspond généralement à la valeur moyenne de la température dans le système.

$\rho_0$ : La masse volumique du fluide à la température de référence.

$\beta$ : Le coefficient d'expansion volumique thermique du fluide, il est donné par:

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{(III.4)}$$

On utilise une hypothèse simplificatrice connue par l'hypothèse de Boussinesq, qu'elle dit : « la masse volumique du fluide ( $\rho$ ) est supposée constante dans les équations hydrodynamiques, sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ( $\rho.g$ ), ou ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède. Toutes les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide (la viscosité dynamique  $\mu$ , la conductivité thermique  $k$  et la chaleur massique à pression constante  $C_p$ ) sont considérées comme constantes et définies à la température de référence  $T_0$ ». [55]

### III.5. Équations du problème :

Compte tenu des hypothèses mentionnées ci-dessus, le modèle d'écoulement dans l'échangeur de chaleur à deux tubes coaxiaux en coordonnées cylindriques est régi par les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds avec le modèle de turbulence  $k-\epsilon$  standard et l'équation d'énergie, comme suit

#### III.5.1 Pour le fluide chaud (nano-fluide) $0 \leq r \ll R_1; 0 \leq x \leq L$

➤ **Continuité:** Après d'application des précédentes hypothèses on obtient

$$\left\{ \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right\}_{nf} = 0 \quad \text{(III.5)}$$

➤ **Quantité de mouvement :** Les équations de quantité de mouvement s'écrivent de la manière suivante :

Suivant le rayon :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] \right\}_{nf} \quad \text{(III.6)}$$

Suivant l'axe  $\theta$  :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{u_r v_\theta}{r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right] = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \right\}_{nf} \quad (\text{III.7})$$

Suivant l'axe z :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial w_z}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right] - g\beta(T - T_0) \right\}_{nf} \quad (\text{III.8})$$

➤ **Energie:** L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le principe de la conservation de l'énergie dans la direction r,  $\theta$  et z comme suit :

$$\left\{ u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right\}_{nf} \quad (\text{III.9})$$

$u$  : Vitesse suivant l'axe du (or) [m/s]

$v$  : Vitesse suivant l'axe du ( $\theta$ ) [m/s]

$w$  : Vitesse suivant l'axe des (oz) [m/s]

$r$  : Coordonnées suivant l'axe des (or) [m]

$x$  : Coordonnées suivant l'axe des (ox) [m]

$\theta$  : Coordonnées suivant l'axe des ( $\theta$ ) [m]

$\rho$  : Masse volumique [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$\mu$  : Viscosité dynamique [ $\text{kg}/\text{ms}$ ]

$P$  : Pression [Pa]

$T$  : Température [K]

$\alpha$  : diffusivité thermique =  $\frac{\lambda}{\rho c_p}$

**III.5.2 Pour le fluide froid (eau froide) :**  $R_2(x) \leq r \leq R_3(x)$ ;  $0 \leq x \leq L$

➤ **Continuité :**

$$\left\{ \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right\}_f = 0 \quad (\text{III.10})$$

➤ **Quantité de mouvement :**

Suivant le rayon r :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] \right\}_f \quad (\text{III.6})$$

Suivant l'axe  $\theta$  :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{u_r v_\theta}{r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right] = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \right\}_f \quad (\text{III.11})$$

Suivant l'axe z :

$$\left\{ \rho \left[ u_r \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial w_z}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right] - g\beta(T - T_0) \right\}_f \quad (\text{III.8})$$

➤ **Energie :**

$$\left\{ u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + w_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right\}_f \quad (\text{III.12})$$

III.5. 3 Dans le solide du tube interne :  $R_1(x) \leq r \leq R_2(x)$ ;  $0 \leq x \leq L$

$$\left\{ \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \right\}_{\text{tube interne}} \quad (\text{III.13})$$

III.5. 4 Dans le solide du tube externe :  $R_3(x) \leq r \leq R_4(x)$ ;  $0 \leq x \leq L$

$$\left\{ \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \right\}_{\text{tube externe}} \quad (\text{III.14})$$

III. 6 Groupements adimensionnés :

La mise sous forme adimensionnée des équations de conservation fait apparaître les nombres adimensionnels caractéristiques du problème, le nombre de Reynolds ( $Re$ ), le nombre de Nusselt ( $Nu$ ), le nombre de Richardson ( $Ri$ ) et le nombre Grashof ( $Gr$ ). Pour le nano-fluide [56]:

- Nombre de Reynolds :  $Re_{nf} = \frac{\rho_{nf} u D_h}{\mu_{nf}} \quad (\text{III.15})$

Avec  $\rho_{nf}$  et  $\mu_{nf}$  les propriétés du nano-fluide.

$D_h$ : C'est le diamètre hydraulique est défini:  $D_h = 4 \frac{\text{Volume occupé par fluide}}{\text{Section transversale mouillée}}$

- Nombre de Nusselt:  $Nu_{nf} = \frac{q_m D_h}{(K_{nf}(T_p - T_m))} \quad (\text{III.16})$

$q_m$  : le flux de chaleur moyen ( $W/m^2$ ).

$T_p$  : La température moyenne de la paroi  $T_m(z) = \frac{1}{A} \iint T dA$ .

$T_m$  : La température moyenne de mélange  $T_m(z) = \frac{\iiint T u dv}{\iiint u dv}$ .

- Nombre de Grashof :  $Gr = \frac{(\rho^2 \beta)_{nf} Q_v L^4}{(\mu^2 K)_{nf}} \quad (\text{III.17})$

- Nombre de Richardson :  $Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{III.18})$

III.7 Calcul sur les échangeurs :

Pour le refroidissement ou le chauffage des fluides, certains procédés nécessitent l'utilisation des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires ; les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur sont :

- La surface d'échange (surfaces des plaques, surface intérieure des tubes concentriques...) :  $A [m^2]$ .
- Des caractéristiques de l'appareille (conductivité thermique, épaisseurs des plaques) et du fluide (viscosité, régime laminaire ou turbulent...) qui déterminent le coefficient global d'échange thermique  $K [W/m^2 \cdot ^\circ C]$  ou  $[W/m^2 \cdot K]$ .
- L'écart de température d'une part et de la surface d'échange d'autre part, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée  $\Delta T_{ml} [^\circ C]$ .

La performance d'un échangeur de chaleur est évaluée principalement par sa conductance thermique globale. Cette dernière peut être calculée en se basant sur la géométrie, les propriétés de la paroi et les propriétés des deux fluides chaud et froid, les conditions de son fonctionnement (débits massiques et températures d'entrées des deux fluides) [57].

La démarche de calcul est simple. Mais elle est nécessaire. Elle permet aux étudiants de se familiariser aux calculs des échangeurs de chaleurs ; Elle consiste de calculer les nombres de Reynolds et Prandtl de chaque fluide. L'évaluation des coefficients de convection interne et externe en se basant sur les corrélations disponibles du nombre de Nusselt se rapportant aux écoulements internes et finalement le calcul du coefficient global de l'échange thermique [57].

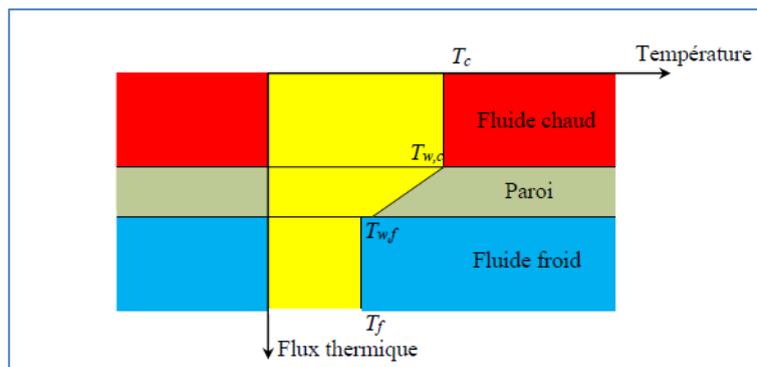
**III.7.1 Coefficient global d'échange thermique K :**

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, K constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$d\Phi = K(T_c - T_f)dA \quad \text{(III.20)}$$

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.



**Fig III. 3 :** Profil de Température à travers un élément de surface dA.

La résistance thermique convective du fluide chaud est :  $1/h_c A$  ( $h_c$  est le coefficient de convection du fluide chaud).

La résistance thermique convective du fluide froid est :  $1/h_f A$  ( $h_f$  est le coefficient de convection du fluide froid).

La résistance thermique de conduction à travers la paroi solide d'épaisseur  $e$  et conductivité thermique  $\lambda$  est :  $e/\lambda A$ .

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froide est :

$$d\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c A} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_f A}} \quad (\text{III.21})$$

Ainsi on a :  $\Phi = KA(T_c - T_f) \rightarrow K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$  (III.22)

Pour se rapprocher plus aux phénomènes dans un échangeur réel, on prendra compte de :

- 1) Dans la relation (III.22), la surface d'échange A côté chaud et côté froid est supposé la même. Mais dans la pratique, l'étendue de la surface d'échange n'est pas toujours le même, au contact des deux fluides. Il faut donc introduire des surfaces d'échange  $A_c$  et  $A_f$ , et rapporter le coefficient d'échange global, soit à l'unité de surface d'échange côté chaud et on le notera  $K_c$ , soit à l'unité de surface d'échange côté froid et on le notera  $K_f$ .
- 2) De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires  $\ddot{R}_c$  et  $\ddot{R}_f$  s'opposant à l'échange [57].

Donc, la performance de l'échangeur sera déduite par le calcul d'un des coefficients d'échange global suivant :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \ddot{R}_c + \frac{e}{\lambda} \frac{A_c}{A_m} + \left(\ddot{R}_f + \frac{1}{h_f}\right) \frac{A_c}{A_f}} \quad (\text{III.23})$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \ddot{R}_f + \frac{e}{\lambda} \frac{A_f}{A_m} + \left(\ddot{R}_c + \frac{1}{h_c}\right) \frac{A_f}{A_c}} \quad (\text{III.24})$$

$A_f$ : L'aire de la surface d'échange côté froid, [ $m^2$ ].

$A_c$ : L'aire de la surface d'échange côté chaud, [ $m^2$ ].

$A_m$ : L'aire de la surface d'échange moyenne, [ $m^2$ ].

$\ddot{R}_c$  et  $\ddot{R}_f$  Sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange, en [ $m^2 \text{°C}/W$ ].

$K_c$  et  $K_f$  s'expriment en [ $W/m^2 \text{°C}$ ].

$K$  est défini en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides et il peut s'écrire de la manière suivante [58]:

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{K_f A_f} = \frac{1}{K_c A_c} = \frac{1}{h_f A_f} + \frac{\ddot{R}_f}{A_f} + \frac{\ddot{R}_c}{A_c} + R_{paroi} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (\text{III.24})$$

❖ **Détermination des coefficients d'échange par convection  $h_c$  et  $h_f$  :**

- L'évaluation du nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré :  $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$  (III.25)

$\mu$  : la viscosité dynamique. [ $Kg/(m.s)$ ]

$C_p$  : la chaleur massique à pression constante. [J/Kg.°C]

$\lambda$  : la conductivité thermique. [W/ (m<sup>2</sup>°C)]

-Le calcul du nombre de Reynolds de chaque écoulement :  $Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}$  (III.26)

$\rho v$  : la vitesse massique du fluide. [Kg/(m<sup>2</sup>s)]

$\rho v = \frac{\dot{m}}{A}$  Avec  $\dot{m}$  : le Débit massique [Kg/s]

A : section de passage du fluide [m<sup>2</sup>]

$D_h$  : le diamètre hydraulique [m]

### Remarque :

1. Pour le cas d'un tube,  $D_h$  égal au diamètre du tube D.
2. Le calcul du nombre de Reynolds de chaque fluide est nécessaire pour savoir si l'écoulement est laminaire ou turbulent, et le bon choix de la corrélation empirique du problème.

-Pour chaque écoulement, on calcule le nombre de Nusselt :  $Nu = \frac{h D_h}{\lambda}$  (III.27)

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer  $Nu$  en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques) ;  $Nu=f(Re,Pr)$  trouvées dans la littérature.

-Le calcul du Nusselt, permet de déduire le coefficient d'échange convectif  $h$  cherché.

On peut améliorer l'échange thermique d'un échangeur par :

- ✓ La variation de température le long de l'échangeur.
- ✓ La présence de chicanes dans les calandres ;(pour les échangeurs tubes/calandre, ces chicanes rendent l'écoulement du fluide côté calandre turbulent)
- ✓ L'utilisation de tubes ailettes, ...

### III.7.2 DTML (Moyenne logarithmique de la température)

Il existe 02 principaux types d'échangeurs tubulaires : l'échangeur à co-courant et l'échangeur à contrecourant.

La minimisation de la surface d'échange et la perte de charge pour une puissance d'échange thermique donnée est l'objectif principal.

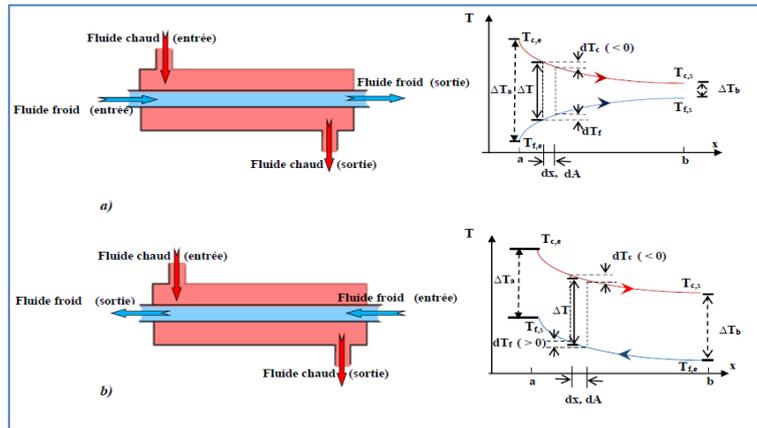


Fig III. 4 : Principe de fonctionnement des échangeurs a) EACP et b) EACC.

- Le Flux thermique échangé :

$$\Phi = \dot{m}(H_2 - H_1) = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad \text{(III.28)}$$

$$\Phi = \dot{m}_c(H_{e,c} - H_{s,c}) = \dot{m}_c C_{p_c}(T_{e,c} - T_{s,c}) \quad \text{(III.29)}$$

$$\Phi = \dot{m}_f(H_{s,f} - H_{e,f}) = \dot{m}_f C_{p_f}(T_{s,f} - T_{e,f}) \quad \text{(III.30)}$$

On suppose que la déperdition thermique est nulle, le bilan énergétique pour EACP à travers un élément de surface A. de longueur dx s'écrit alors comme suite :

$$d\Phi = K dA (T_c - T_f) = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c; dT_c < 0; \dot{m}_f C_{p_f} dT_f; dT_f > 0 \quad \text{(III.31)}$$

Donc :

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad \text{(III.32)}$$

$$dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \quad \text{(III.33)}$$

$$D'où : d(T_c - T_f) = -d\Phi \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad \text{(III.34)}$$

➤ **Échangeur à co-courant (EACP)**

A partir des équations (III.31) et (III.34) on élimine  $d\Phi$  :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -K dA \left( \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \quad \text{(III.35)}$$

$$Où \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -K \left( \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) dA \quad \text{(III.36)}$$

Avec :  $C_c = \dot{m}_c C_{p_c}$  ;  $C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$  ;  $\Delta T = (T_c - T_f)$  ;  $(\Delta T)_{x=0} = \Delta T_a$  ;  $(\Delta T)_{x=L} = \Delta T_b$

Si le long de l'échangeur  $K = cte$

$$\int_a^b \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -K \left( \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \int_a^b dA \Rightarrow \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = -KA \left( \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)$$

$$\Rightarrow \ln \frac{(T_{s,c} - T_{s,f})}{(T_{e,c} - T_{e,f})} = -KA \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) \quad \text{(III.37)}$$

Mais :  $d\Phi = C_c(T_{e,c} - T_{s,c}) = C_f(T_{s,f} - T_{e,f})$  (III.38)

Donc l'éq. (III.37) devient

$$\Phi = KA \frac{(T_{s,c} - T_{s,f}) - (T_{e,c} - T_{e,f})}{\ln \frac{(T_{s,c} - T_{s,f})}{(T_{e,c} - T_{e,f})}} = KA \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \left( \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \right)} \quad \text{(III.39)}$$

➤ **Échangeur à contre courants (EACC)**

Pour EACC,  $dT_f < 0$  dans le sens des x positifs.

Alors,  $d\Phi = -\dot{m}_c c_{p_c} dT_c = -\dot{m}_f c_{p_f} dT_f$  (III.40)

A partir de l'éq. (III.34)  $d(T_c - T_f) = -\left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) d\Phi$  et de la même manière que pour

EACP, on élimine  $d\Phi$  de l'éq. (III.31),  $d\Phi = K dA (T_c - T_f)$ , et (III.34) :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -KA \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) \quad \text{(III.41)}$$

En intégrant pour  $K$  constant :

$$\ln \frac{(T_{s,c} - T_{e,f})}{(T_{e,c} - T_{s,f})} = -KA \left( \frac{1}{\dot{m}_c c_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p_f}} \right) \quad \text{(III.42)}$$

Finalement :

$$\Phi = KA \frac{(T_{e,c} - T_{s,f}) - (T_{s,c} - T_{e,f})}{\ln \frac{(T_{e,c} - T_{s,f})}{(T_{s,c} - T_{e,f})}} = -KA \Delta T_{ML} = KA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad \text{(III.43)}$$

Avec  $\Delta T_{ML}$  : Différence de Température Logarithmique Moyenne.

**III.7.3 Efficacité d'un échangeur**

**Définition :** L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,...) dans l'échangeur, elle est notée  $\varepsilon$  et définie de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} \quad \text{(III.44)}$$

$\Phi_{max}$  : un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre.

$\Phi_{reel}$  : Le flux de chaleur échangée réel [w].

$\Phi_{max}$  : Le flux de chaleur échangée max [w].

$\dot{m}_c$  : Le débit massique du fluide chaud, [Kg/s].

$Cp_c$  : La chaleur spécifique du fluide chaud, [J/ (Kg K)].

$T_{ec}$  : Température d'entrée du fluide chaud, [°C].

$T_{sc}$  : Température de sortie du fluide chaud, [°C].

$\dot{m}_f$  : Le débit massique du fluide froid, [Kg/s].

$Cp_f$  : La chaleur spécifique du fluide froid, [J/ (Kg K)].

$T_{sf}$  : Température de sortie du fluide froid, [°C].

$T_{ef}$  : Température d'entrée du fluide froid, [°C].

$C_{min}$  : Débit thermique unitaire minimale, [w/K].

Donc :

$$\Phi_{max} = C_{min}(T_{ec} - T_{ef}) \quad \text{(III.45)}$$

$$\Phi_{reel} = \dot{m}_c Cp_c (T_{ec} - T_{sc}) = \dot{m}_f Cp_f (T_{sf} - T_{ef}) \quad \text{(III.46)}$$

$$C_{min} = \dot{m}_c Cp_c \text{ ou } \dot{m}_f Cp_f$$

Si :

1)  $C_c < C_f$

$$\text{On trouve : } \varepsilon = \frac{\dot{m}_c Cp_c (T_{ec} - T_{sc})}{C_{min}(T_{ec} - T_{ef})} = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{ec} - T_{ef}} \quad \text{(III.47)}$$

2)  $C_f < C_c$

$$\text{On trouve : } \varepsilon = \frac{\dot{m}_f Cp_f (T_{sf} - T_{ef})}{C_{min}(T_{ec} - T_{ef})} = \frac{T_{sf} - T_{ef}}{T_{ec} - T_{ef}} \quad \text{(III.48)}$$

Dans le cas particulier des fluides et de débits identiques :

$$\varepsilon = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{ec} - T_{ef}} \text{ En supposant que } Cp_c = Cp_f \quad \text{(III.49)}$$

On démontre assez facilement que pour des échangeurs à courants parallèles, l'efficacité est essentiellement fonction de deux paramètres NUT et C définis de la manière suivante :

$$C = C_{min}/C_{max} \quad \text{(III.50)}$$

$$NUT = \frac{K S}{C_{min}} \quad \text{(III.51)}$$

Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau suivant :

Courants parallèles et demême sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C)]}{1 + C}$
Courants parallèles et de senscontraires	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C)]}{1 - C \exp[-NUT(1 - C)]}$
Courants croisés : fluides nonmixés	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-NUT(\eta C)] - 1]\right\} \text{ Avec } \eta = NUT^{-0.22}$

(valeur approchée)	
Courants croisés : fluids mixés	$\varepsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{(NUT)(C)}{1 - \exp[-NUT(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluide C <sub>min</sub> non mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C} \{1 - \exp[-C[1 - \exp(-NUT)]]\}$
Courants croisés : fluide C <sub>max</sub> non mixé	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C}[1 - \exp[-NUT(C)]]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C^2)^{1/2}]} (1 + C^2)^{1/2} \right\}^{-1}$

Tableau III.2: Efficacité de quelques échangeurs [59]

**III.8. Conclusion :**

Nous avons présenté dans ce chapitre la modélisation mathématique thermique d'un échangeur de chaleur coaxial ; Nous avons commencé par le modèle physique étudié et les équations régissant le phénomène de l'échange thermique dans un échangeur coaxial par l'utilisation des nano fluides hybrides ; ces équations qui ont permis la détermination de la distribution de température dans les différentes couches d'échangeur ainsi que les calculs sur les échangeurs comme le Coefficient global d'échange thermique K, DTML et l'efficacité d'un échangeur

**Chapitre IV :**  
**FORMULATI**  
**ON**  
**NUMERIQUE**

**IV.1. Introduction :**

La résolution des équations d'un phénomène physique de convection thermique forcé se fait par l'utilisation d'une méthode numérique. Ces types des phénomènes sont généralement modélisés par des équations aux dérivées partielles (E.D.P) non-linéaires. Cette dernière consiste à développer les moyens de la résolution de ces équations. A cette étape, intervient le concept de la discrétisation.

Pour obtenir une solution numérique, le modèle mathématique constitué par une équation différentielle aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation en système d'équations algébriques. Il existe plusieurs schémas de discrétisations des équations aux dérivées partielles (E.D.P) : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis.

Dans ce présent chapitre, on a procédé une simulation numérique à l'aide du logiciel Workbench ANSYS qui est spécialement destiné à la dynamique des fluides numérique (CFD).

**IV.2. Définition du CFD**

La dynamique des fluides computationnelle ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est l'analyse des systèmes d'écoulement des fluides, le transfert de la chaleur et tous les phénomènes associés tels que les réactions chimiques en utilisant la simulation par ordinateur. La technique est très puissante et couvre un large champ d'applications industrielles et non industrielles tels que : l'aérodynamique, hydrodynamique, centrale électrique, turbomachines, de l'ingénierie de processus chimique, génie maritime, génie de l'environnement, de la métrologie, de l'ingénierie biomédicale, l'hydrologie et l'océanographie voire l'environnement externe et interne des bâtiments. [60]

**IV. 3.Présentation du logiciel de simulation ANSYS Fluent :**

ANSYS FLUENT est un logiciel de simulation CFD qui permet de modéliser l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur, et les réactions chimiques dans des géométries complexes.

**IV. 3.1 Procédures du calcul :**

Le Workbench permet de gérer les fichiers et le lancement des différents logiciels à partir d'une fenêtre unique



Figure IV.1 : lancement du logiciel.

La structure générale du logiciel est présentée ci-dessous :

**IV.3.2. Menu principal du logiciel de ANSYS Workbench:**

L’ouverture du logiciel fait apparaître le menu principal ci-dessous :

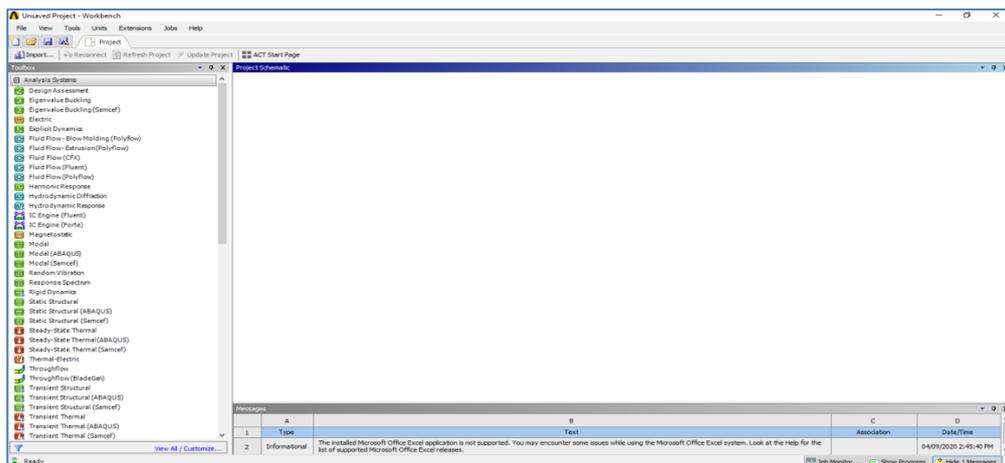
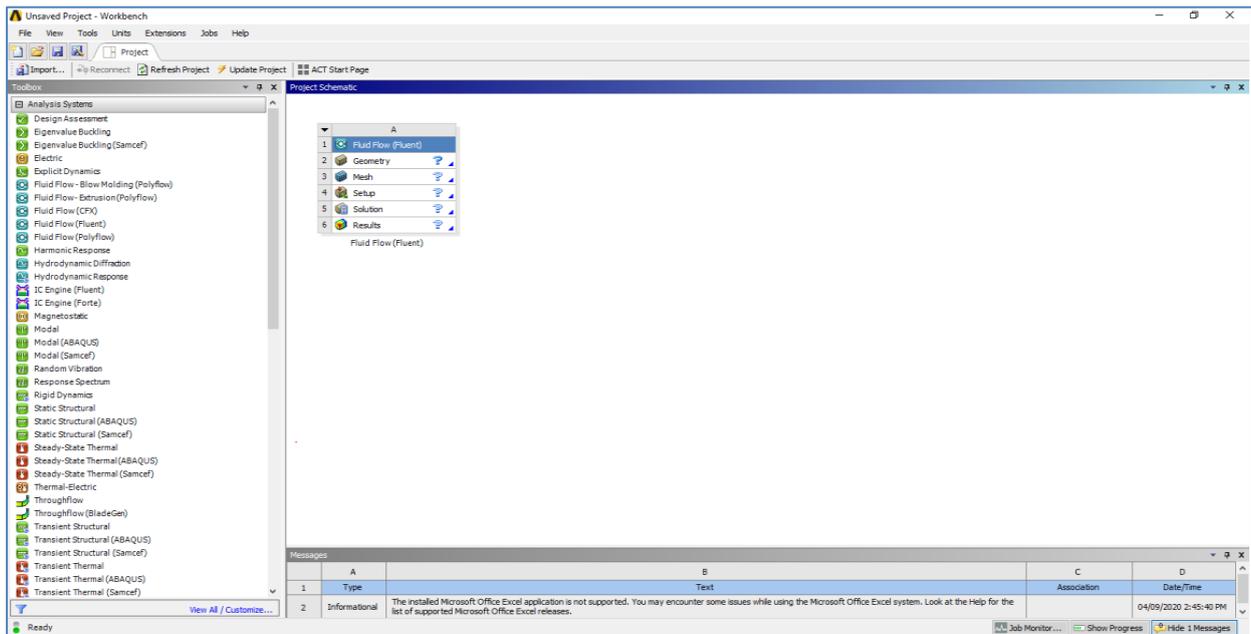


Figure IV.2 : Menu principal de Workbench.

La barre d’outils donne accès à plusieurs systèmes pour l’analyse. Pour commencer à glisser une analyse en mécanique des fluides (fluent) au schéma de projet (Figure IV.2).



**Figure IV.3 :** Création d'une analyse (projet) en mécanique de fluide.

Les étapes de calcul se composent de 5 étapes :

1. **Géométrie** : utilisé pour importer ou de créer ou de modifier ou de mettre à jour un modèle qui peut être utilisé pour l'analyse.
2. **Maillage** : cette cellule est liée à la définition de la géométrie, systèmes de coordonnées et réseau de communication et du maillage dans le module de simulation mécanique, En plus de déclarer des certaines propriétés physiques des certains matériaux.
3. **Configuration** : permet de définir les charges et conditions aux limites et une autre configuration pour l'analyse.
4. **Solution** : cette cellule permet d'accéder aux données de résolution.
5. **Résultats** : cette cellule combine les résultats de l'analyse.

### IV.3.3. Création de la géométrie :

Pour créer une géométrie avec ANSYS Workbench double-clique sur la **géométrie** pour ouvrir le module de création géométrique « **Design Modeler** » figures :( IV.4), (IV.5), (IV.6)

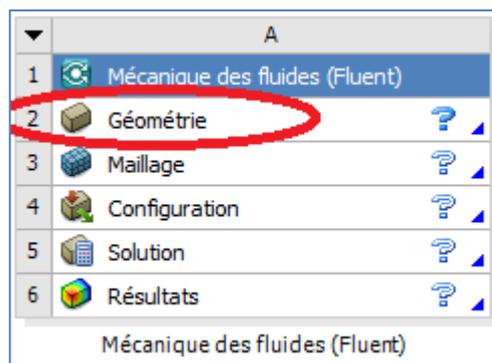


Figure IV.4 : Création d'un projet en mécanique de fluide.

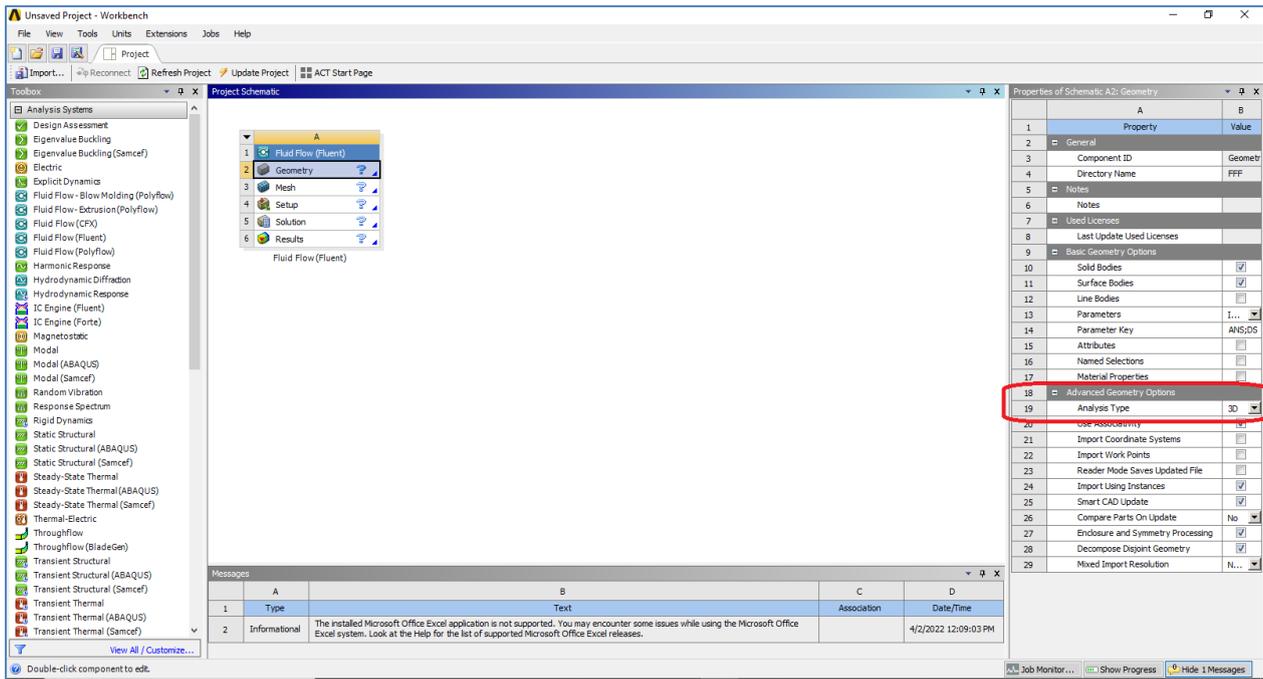


Figure IV.5 : Création du modèle géométrique (Design Modeler).

Il faut choisir le type d'analyse 2D OU 3D.

Après l'ouverture du module de création une géométrie, nous sélectionnons à partir la liste du « Unités » le millimètre (mm) comme unité de dimension ; Par la suite, On choisit le plan et la vue sur laquelle on va travailler. En cliquant sur le plan XY, et  sur dans la barre d'outils.

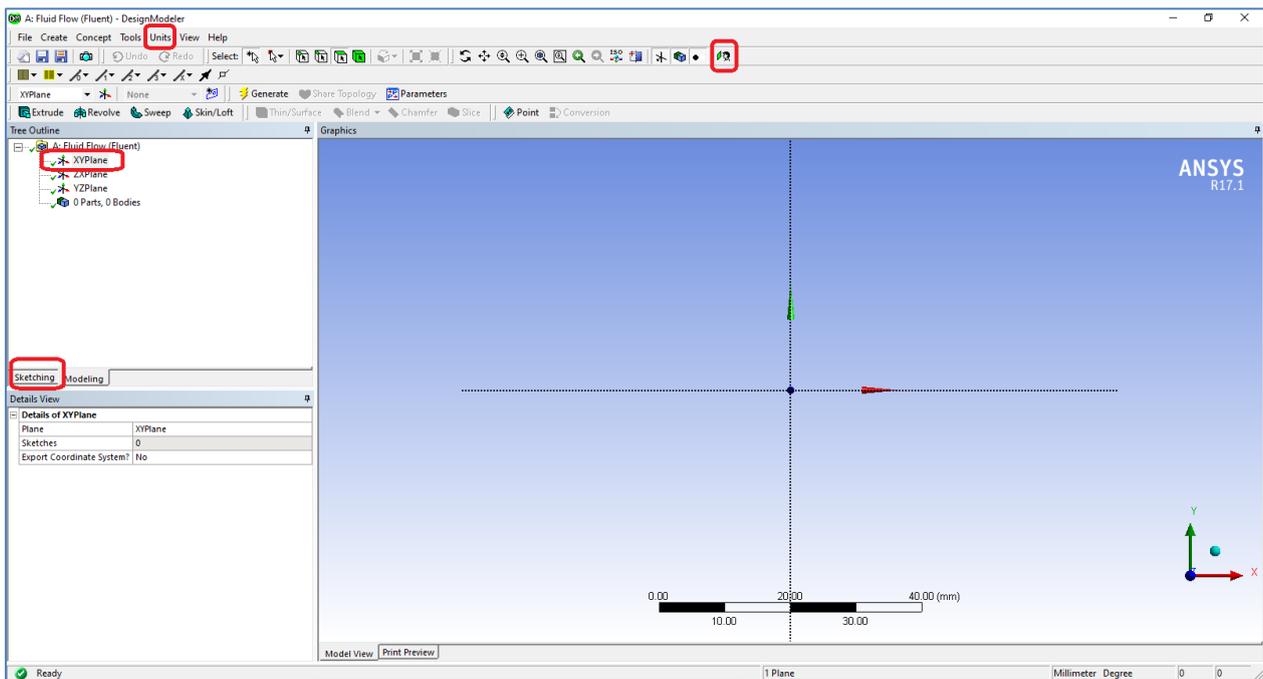


Figure IV.6 : Création du modèle (plan de vue).

Cliquez sur le tirage au sort sur la boîte à outils dessin nous permettra de créer une géométrie, nous indiquons les dimensions et convaincantes.

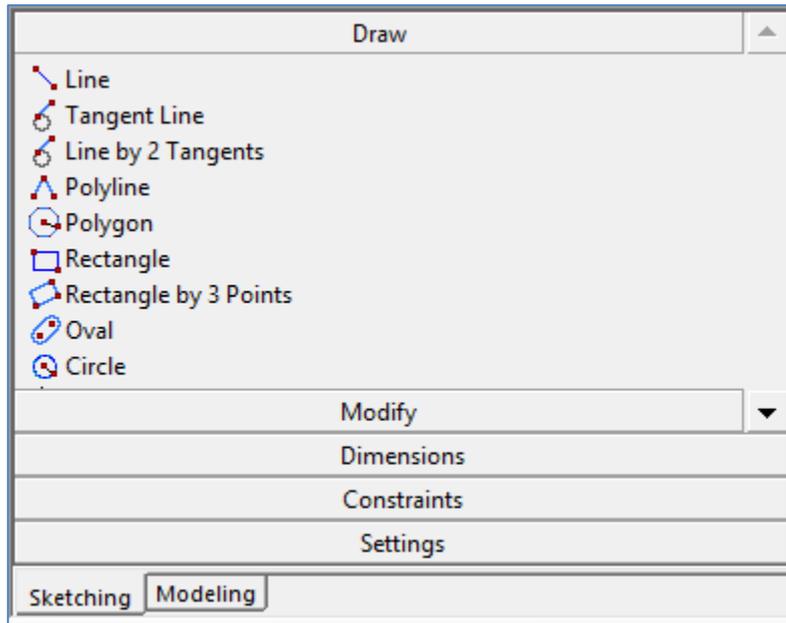


Figure IV.8: Création d’esquisse.

Dans la boite à outils esquisse on clique sur la forme du cercle et fait le dessein dans le plan que nous avons choisi, puis Sélectionnons les cotes à la géométrie comme suit :

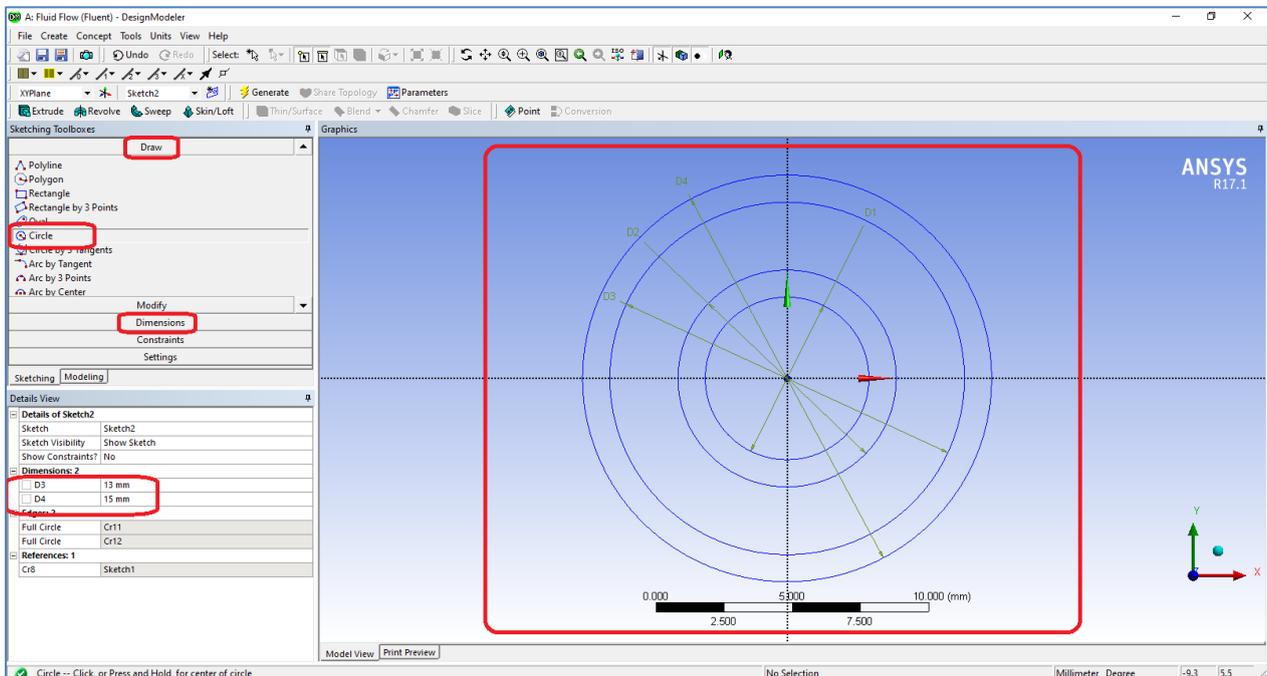
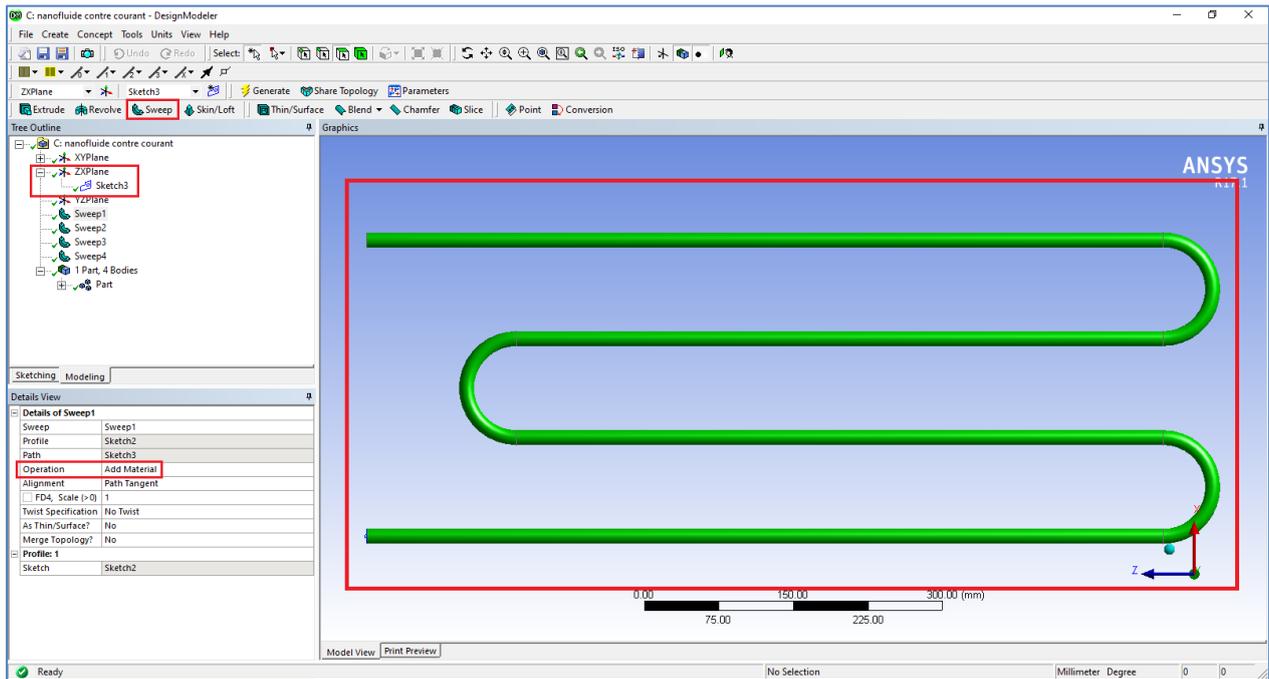


Figure IV.9 : Création d’esquisse et Définition des côtes.

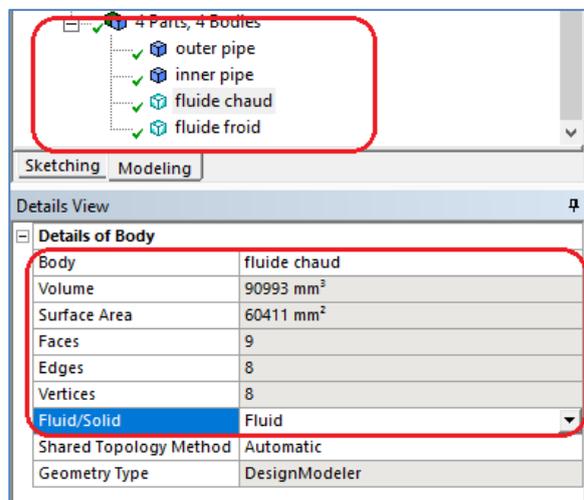
Maintenant pour créer la forme de l’échangeur utilisé on va créer une nouvelle esquisse dans le plan (ZX) pour dessiner la trajectoire des deux tubes ; Ensuite on clique sur icone <Balayage>. Pour réaliser la forme de serpent, dans<Opérations>. On choisit <ajoute une matière> et finir cette

étape par clique sur <Générer>.



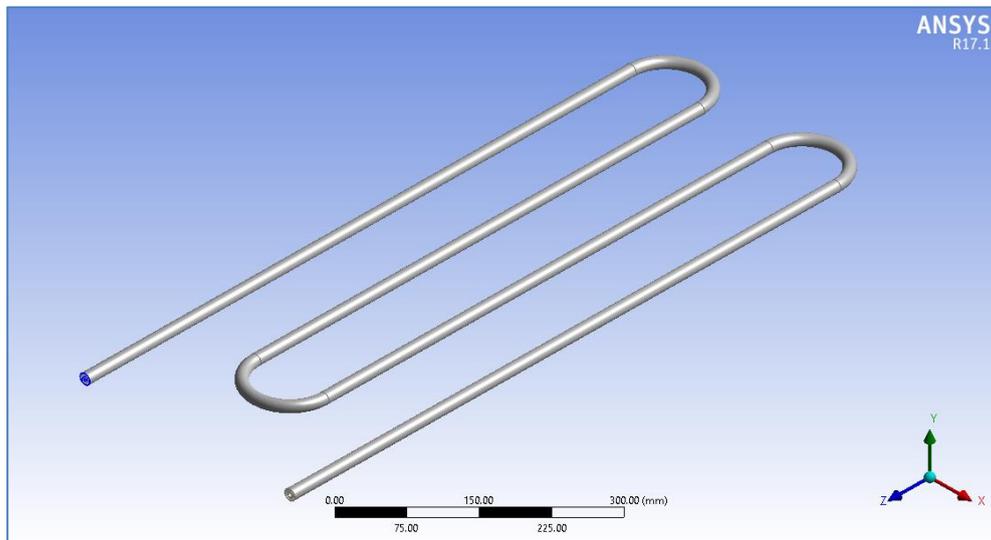
**Figure IV.10:** Création la géométrie des deux tubes et des fluides caloporteurs.

Par la suite il faut déclarer la zone de fluide caloporteur qui circule dans l'échangeur comme suivante :



**Figure IV.11:** déclaration de la zone de fluide caloporteur.

Finalement on obtient la géométrie finale qu'étudiée dans notre comme le montre dans la figure suivante:



**Figure IV.12:**La géométrie l'échangeur de chaleur Co-axial étudiée.

Comme ça on a terminé notre géométrie, il suffit de la sauvegarder et quitter Design modeler et nous revenons sous Workbench pour passer à l'étape de maillage.

#### IV.3.4. Le maillage :

Le maillage sous Workbench a été réalisé avec double-cliquer sur le maillage dans la boîte Workbench une fois. « Meshing » est lancé.

Dans l'étape de maillage, il y a deux points importants à considérer :

- La surnommations des éléments qui construit la géométrie pour réaliser cette dernière étape ; Sélectionner une partie de la géométrie à l'aide de ces deux icones :



: Pour sélectionner les surfaces.



: Pour sélectionner les arêtes.

Après on clique droit sur l'élément que nous voulons surnomme et on choisi Créer "**une sélection nommée**" ou directement on clique sur "N", puis Lui donner un nom comme le montre la figure suivante :

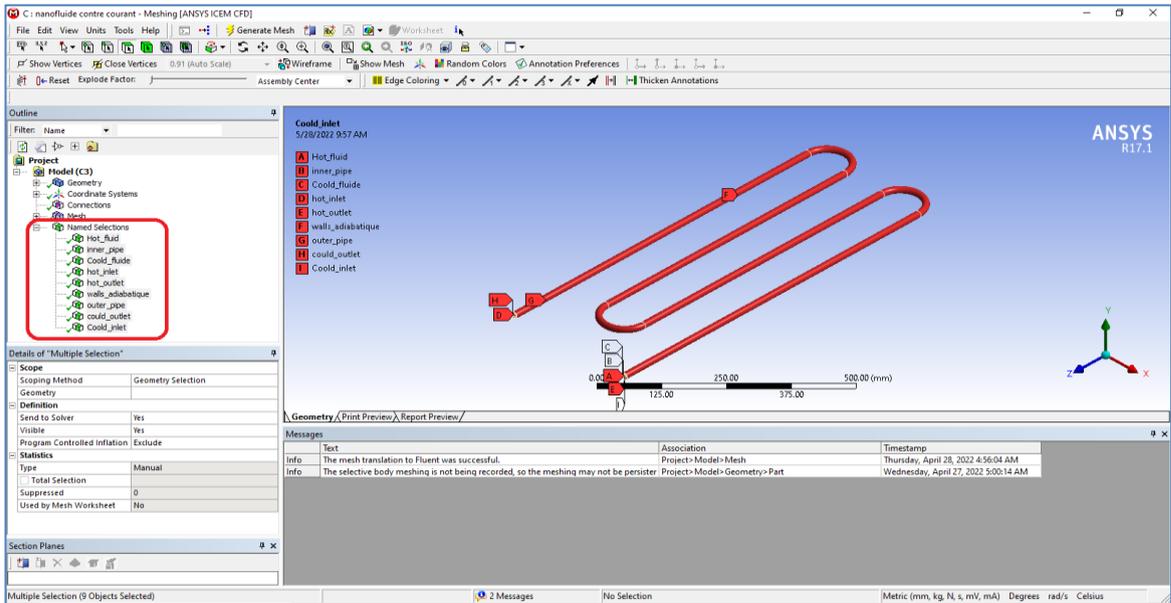


Figure IV.13 :la surnommassions des éléments.

➤ Spécification de la méthode de Maillage pour réaliser cette dernière ; il doit sélectionner les éléments==>Clic droit sur "**maillage**"==>insertion==>méthode==>puis on choisit la méthode de maillage .

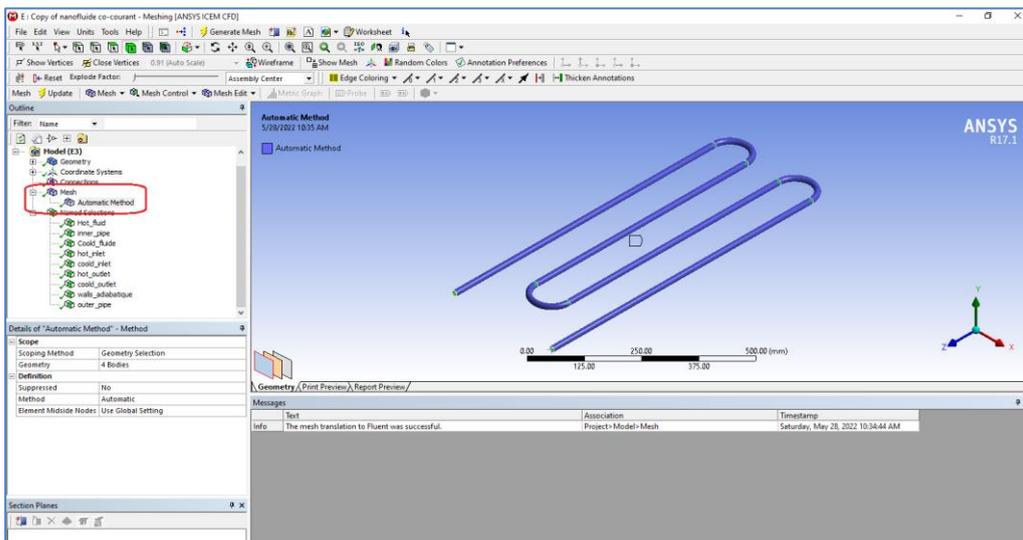
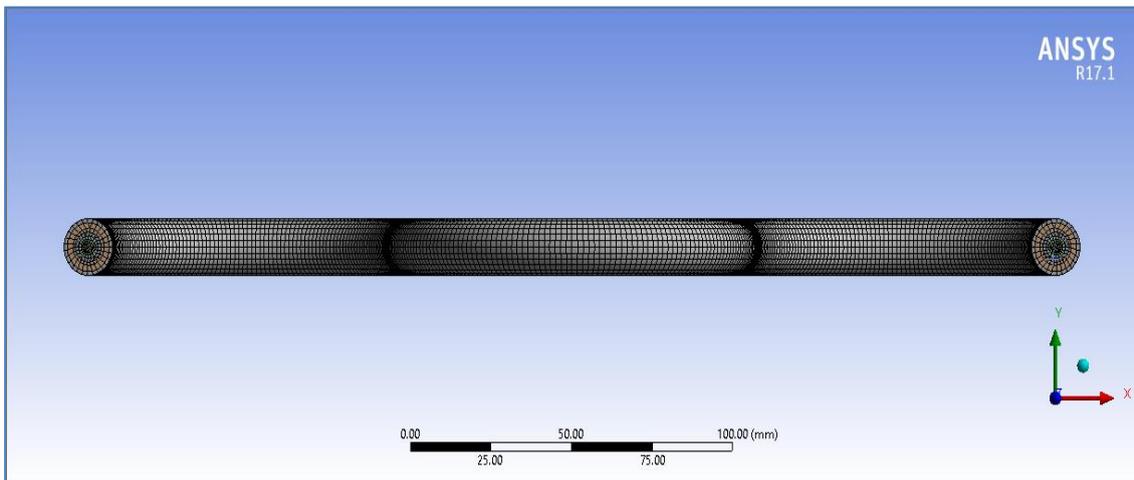


Figure IV.14 :Spécification de la méthode de Maillage.

Le maillage sera comme suit :



**Figure IV.15 :** Maillage de la géométrie.

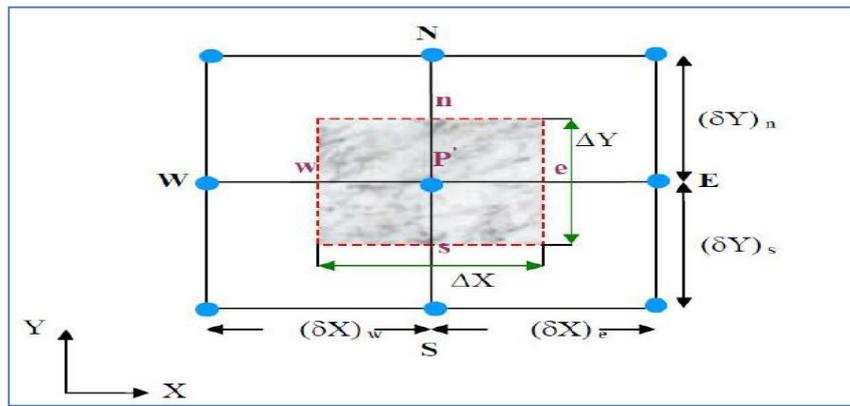
Les processus de maillage dans le logiciel Workbench ANSYS sont basés sur la discrétisation du domaine d'étude en l'utilisation de la méthode des volumes finis, cette dernière consiste à diviser l'ensemble du domaine total à un réseau des points (nœuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud.

❖ **Principe de la méthode des volumes finis :**

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankaret Spalding et publiée en 1980 par Patankar.

Le principe de méthode des volumes finis baser sure une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement, La technique des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent pour obtenir les équations discrétisées, qui conservent toutes les grandeurs physiques sur chaque volume de contrôle[61].

Chacun de ces derniers (volume de contrôle)contenant un nœud appelé le nœud principale. Un exemple de volume de contrôle est montré dans la figure ci-dessous.Pour un nœud principal (P'), les points E et W (E : Est, W : West)sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N : Nord, S : Sud) sont ceux dans la direction Y. Le volume de contrôle entourant (P') est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux point (e) et (w) dans la direction X, (n) et (s)dans la direction Y. [55]



**Figure IV.16:** Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel.

Puis nous allons à l'étape de modélisation(Configuration)par le solveur « **Fluent** ».

#### IV.3.5. Configuration :

La configuration sous Workbench on a été réalisé avec double-cliquer sur la configuration dans la boîte Workbench dans cette étapes les sélections nommées seront affichées automatiquement, on va poser nos conditions aux limites et on va poser les données comme montre les figures suivantes :

- General** :stationnaire, gravité ( $g = -9.81$ ).
- Model** : turbulence de type standard k- $\epsilon$ , équation de l'énergie.
- Matériels** :On ajoute les matériels utilisés dans notre étude et changeons les propriétés thermiques et physiques (la masse volumique, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique) pour chaque type de nano fluide. On change aussi les propriétés du solide par cuivre.
- Cell zone condition** : Nous avons identifié le nano fluide hybride sur la zone de fluide chaud et l'eau sur la zone de fluide froide, le cuivre sur la zone des deux tubes.
- Boundary Conditions(Conditions aux limites)** : Nous avons identifié les conditions aux limites suivantes :

Entrée 1 (inlet fluide chaud) : la vitesse et la température d'entrée de nano-fluide hybride.

Entrée 2 (inlet fluide froid) : la vitesse et la température d'entrée de l'eau.

Les parois externes : adiabatique.

Sortie1 (outlet fluide chaud) : la pression de sortie.

Sortie 2 (outlet fluide froide) : la pression de sortie.

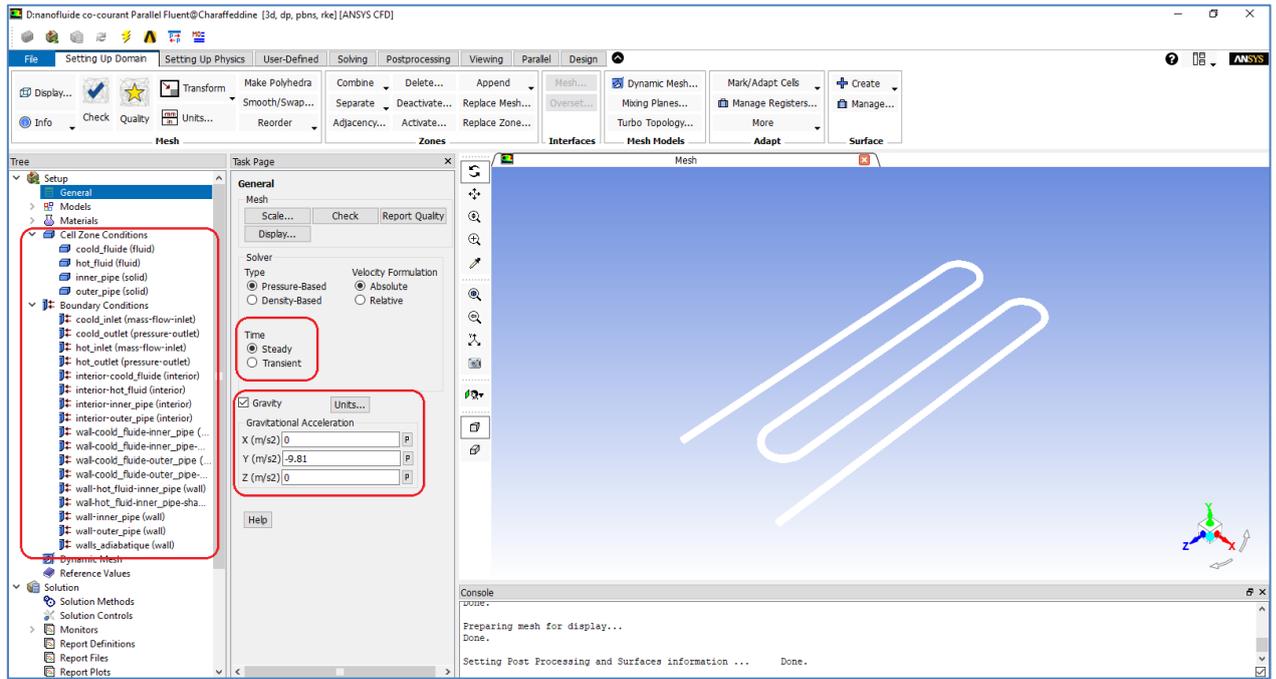


Figure IV.17 : Configuration du modèle par le solveur« **Fluent** ».

**IV.4 Propriétés thermo-physiques :**

Dans nos calculs nous avons utilisés le nano fluidehybrideAl2O3-Cuivre/eau, les propriétés thermo-physiques sont déterminées à partir des modèles suivants :

- La masse volumique, voir chapitre II, eq (II.3).
- La chaleur spécifique : Modèle de Xuan et Roetzel, voir chapitre II, éq (II.4).
- La conductivité thermique : Modèle de Maxwell, voir chapitre II, éq (II.6).
- Le coefficient d’expansion volumique, voir chapitre II, éq (II.10).
- La viscosité thermique : Modèle d’Einstein, voir chapitre II, éq (II.11).

Les propriétés sont calculées à partir un code Matlab ils sont reportés sur les tableaux (VI.1, VI.2)

	<b>K (W/m.K)</b>	<b>μ (Kg/m. s)</b>	<b>ρ (Kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Cp (J/Kg. K)</b>	<b>β(1/K)</b>
<b>Eau</b>	0.593	0.001002	998.2	4181.8	21x10 <sup>-5</sup>
<b>Cu</b>	401	-	8954	385	16.7x10 <sup>-6</sup>
<b>Al2O3</b>	36	-	3970	795.5	8x10 <sup>-6</sup>

**Tableau VI.1:** Propriétés thermo physiques pour le nano fluide hybride (Al2O3-Cu/Eau).

Fraction volumique du nanofluide hybride	$K$ (W/m.K)	$\mu$ (Kg/m.s)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/Kg. K)
$\Phi = 0,05$	0.7981	0.0013	1545.8	2643.3
$\Phi = 0,03$	0.7056	0.0012	1326	3108.5

**Tableau VI.2:** les conditions aux limites hydrodynamique et thermique pour le nanofluide hybride (Cu-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Eau)

#### IV.5. Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement les étapes de calcul numérique du modèle mathématique à l'aide du logiciel ANSYS Workbench, ainsi le calcul des propriétés thermophysiques du nanofluide hybride utilisé (Cu-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Eau) ; Nous avons intéressé dans nos résultats par la distribution et les champs de température, vitesse et le nombre de Nusselt ; qui seront affichées, interprétées et discutées dans le chapitre suivant.

**Chapitre V:**  
**RESULTATS**  
**ET**  
**DISCUSSIONS**

### V.1. Introduction :

Dans ce dernier chapitre nous avons présenté les résultats de la simulation numérique obtenus et leurs interprétations, pour analyser l'évolution du transfert de chaleur en convection forcée turbulente et stationnaire dans un échangeur de chaleur Co-axial, en utilisant un nanofluide hybride Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Cuivre/eau comme un fluide caloporteur.

Nous avons utilisé particulièrement, au niveau de cette simulation numérique, le logiciel industriel ANSYS Workbench, version 17.1 pour résoudre les trois équations de conservation (continuité, quantité de mouvement et d'énergie), avec les conditions aux limites, voir le **tableau (V.1)**.

Dans toutes les simulations qui suivent, on a le fluide dont la température est la plus élevée (fluide chaud) circule toujours à l'intérieur du tube central. Le fluide à température la plus basse (fluide froid) s'écoule à l'espace annulaire. L'objectif de notre échangeur à double conduites est de refroidir le fluide chaud. Initialement, les deux fluides qui circulent à l'intérieur de l'échangeur sont composés de l'eau pure à différentes températures. En tenant compte de la capacité des nanofluides à évacuer plus de chaleur que le fluide de base (dans ce cas c'est de l'eau), nous étudions la possibilité de remplacer un fluide, soit le fluide froid ou le fluide chaud, par le nanofluide hybride cité auparavant à température et débit égaux. Seulement deux configurations d'écoulement sont étudiées, écoulement parallèle ou à contre-courant.

### V.2. La Convergence :

Depuis le lancement du calcul, nous avons choisi un maillage structuré avec des éléments de type Quadra et Tetrah, le maillage choisi contient 1596062 noeuds.

On remarque que la convergence est atteinte après 147 itérations figure (V.1)

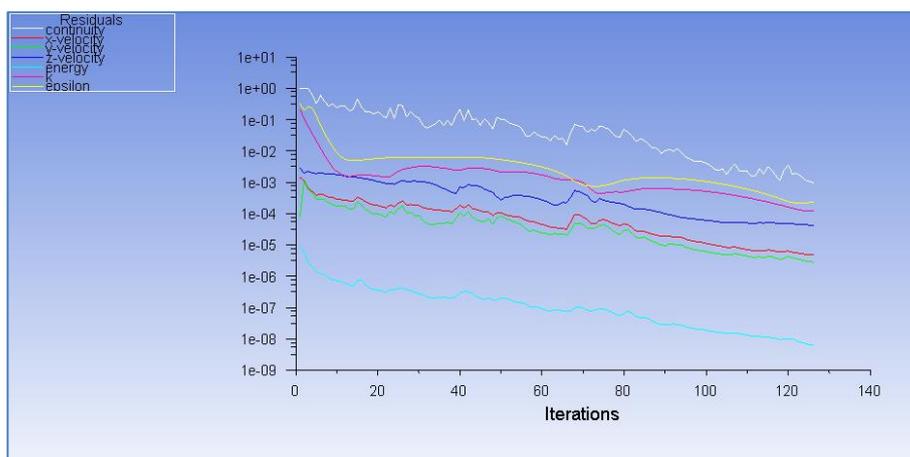


Figure V.1 : Présentation de l'évolution des résidus de calcul (Convergence de la solution).

### IV.3. Résultats et Interprétation :

➤ **Echangeur en configuration co-courant :**

Dans cette section, nous étudions le cas où les deux fluides s'écoulent en parallèle. Le fluide chaud entre dans l'échangeur avec une température de 49.2°C, le fluide froid à une température d'entrée de 25.8°C. Dans un premier temps, nous introduisons l'eau dans les deux tubes de l'échangeur tel que le débit volumique de fluide chaud (400 l/h) est supérieur de débit fluide froid (200 l/h), puis calculons les valeurs de débits massique selon les propriétés thermo physiques de fluide caloporteur utilisé dans chaque cas on étudie, Par la suite nous remplaçons l'eau par le nanofluide hybride avec deux différentes valeurs pour les fractions volumiques ( $\Phi=0.03, 0.05$ ) et maintenons les mêmes conditions d'entrées. Ensuite, nous répétons la même étude avec les mêmes conditions d'entrées, mais cette fois le débit de fluide chaud (200 l/h) est inférieur de débit fluide froid (400l/h).

➤ **Échangeur en configuration contre-courant :**

Dans cette section, nous nous intéressons au cas de la configuration contre-courant, cette configuration est obtenue en inversant le sens d'écoulement du fluide froide et garde le sens de fluide chaud, les deux fluides caloporteurs entrent au l'échangeur de chaleur avec les mêmes conditions dynamiques et thermiques d'entrées qui on est utilisé dans la configuration parallèle et les mêmes fractions volumiques ( $\Phi=0.03, 0.05$ ) pour le nono fluide hybride.

Les conditions aux limites utilisées dans le présent travail sont présentées au tableau (V.1).

Type de Configuration	Configuration co-courant		Configuration contre-courant	
	$Q_{vch} > Q_{vff}$	$Q_{vch} < Q_{vff}$	$Q_{vch} > Q_{vff}$	$Q_{vch} < Q_{vff}$
1 <sup>er</sup> cas (utilisant l'eau comme fluide caloporteur)	$\dot{m}_{ch} = 0.111\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.055\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.111\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.055\text{Kg/s}$
	$\dot{m}_f = 0.055\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.111\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.055\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.111\text{Kg/s}$
	$T_{ec} = 49.2\text{ °C}$			
	$T_{ef} = 25.8\text{ °C}$			
	$\Phi=0.03$		$\Phi=0.03$	
2 <sup>eme</sup> cas (utilisant le nanofluide hybride comme fluide caloporteur)	$\dot{m}_{ch} = 0.147\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.074\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.147\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.074\text{Kg/s}$
	$\dot{m}_f = 0.074\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.147\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.074\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.147\text{Kg/s}$
	$T_{ec} = 49.2\text{ °C}$			
	$T_{ef} = 25.8\text{ °C}$			
	$\Phi=0.05$		$\Phi=0.05$	

	$Q_{vch} > \dot{m}_f$	$Q_{vch} < Q_{vf}$	$Q_{vch} > Q_{vf}$	$Q_{vch} < Q_{vf}$
	$\dot{m}_{ch} = 0.172\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.086\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.172\text{Kg/s}$	$\dot{m}_{ch} = 0.086\text{Kg/s}$
	$\dot{m}_f = 0.086\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.172\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.086\text{Kg/s}$	$\dot{m}_f = 0.172\text{Kg/s}$
	$T_{ec} = 49.2\text{ }^\circ\text{C}$			
	$T_{ef} = 25.8\text{ }^\circ\text{C}$			

Tableau V.1 : Condition aux limites hydrodynamique et thermique.

Dans notre travail nous avons mené de nombreuses simulations numériques en utilisant la méthode des volumes finis du programme ANSYS Workbench pour illustrer bien l'évacuation des flux de chaleur du nanofluide hybride Al2O3-Cuivre/eau.

La présentation des résultats concernant les champs de température, vitesses, l'efficacité thermique de l'échangeur et le Coefficient global d'échange thermique K.

**IV.3.1. Interprétation du champ de la température :**

La température joue un rôle très important dans la procédure de calcul, il est donc nécessaire d'avoir une idée claire de la température. Les figures (V.2 à V.13) illustrent l'évolution du champ de température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial.

A partir les figures V.2 et V.3 montrent que la distribution des températures dans la configuration d'écoulement contre-courant est plus effective par rapport la configuration d'écoulement co-courant.

Les figures V.2 à V.13 et tableau V.2montrent que les débits du fluide froid sont dominants dans l'échange thermique au sein de l'échangeur de chaleur co-axial.

Les figures (V.2 jusqu'au V.13) Illustre bien l'évolution du champ de la température totale dans l'échangeur de chaleur, on remarque une évolution de la température pour le nano fluide hybride à des différentes fractions volumiques ( $\Phi=0.03$ ,  $\Phi=0.05$ ) et différents nombres de Reynolds (différentes valeurs de vitesse d'entrée).

Les résultats montrent que l'augmentation du transfert de chaleurs de nano fluide hybride Al2O3-Cuivre/eau est plus notable aux fractions volumiques ( $\Phi=0.03$ ,  $\Phi=0.05$ ) et nombres de Reynolds ( $Q_v = 400\text{ l/h}$ ) les plus élevées cause de l'addition de nanoparticules (Al2O3 et Cu) dans le fluide de base (l'eau) qui en résulte l'augmentation de sa conductivité thermique et donc améliore le transfert de chaleur par conduction et l'augmentation du nombre de Reynolds ( la vitesse d'entrée de fluide chaud) provoque le transfert de chaleur par convection.

Le Tableau V.2présentées les résultats des températures de sorties de fluide chaud et fluide froid dans tous les cas des simulations numériques mené dans ce travaille.

Type de Configuration	Configuration co-courant				Configuration contre-courant			
	$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$	
1 <sup>er</sup> cas (utilisant l'eau comme fluide caloporteur)	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C
	$T_{sc}$ = 42.5 °C	$T_{sf}$ = 39.4 °C	$T_{sc}$ = 35 °C	$T_{sf}$ = 32.8 °C	$T_{sc}$ = 41.4 °C	$T_{sf}$ = 41.5 °C	$T_{sc}$ = 32.9 °C	$T_{sf}$ = 34 °C
2 <sup>eme</sup> cas (utilisant le nano fluide hybride comme fluide caloporteur)	$\Phi=0.03$				$\Phi=0.03$			
	$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$	
	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C
	$T_{sc}$ = 42.09°C	$T_{sf}$ = 39.92°C	$T_{sc}$ = 34.72 °C	$T_{sf}$ = 33.1 °C	$T_{sc}$ = 40.77 °C	$T_{sf}$ = 42.51 °C	$T_{sc}$ = 31.84 °C	$T_{sf}$ = 34.58 °C
	$\Phi=0.05$				$\Phi=0.05$			
	$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} > \dot{m}_f$		$\dot{m}_{ch} < \dot{m}_f$	
	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C	$T_{ec}$ = 49.2 °C	$T_{ef}$ = 25.8 °C
	$T_{sc}$ = 41.95°C	$T_{sf}$ = 40.3 °C	$T_{sc}$ = 34.39°C	$T_{sf}$ = 33.2 °C	$T_{sc}$ = 40.45 °C	$T_{sf}$ = 43.27 °C	$T_{sc}$ = 31 °C	$T_{sf}$ = 32.93 °C

Tableau V.2 : les températures d'entrées et de sorties de fluide chaud et fluide froid dans tous les cas des simulations numérique.

### V.3.2. Interprétation des champs de la vitesse :

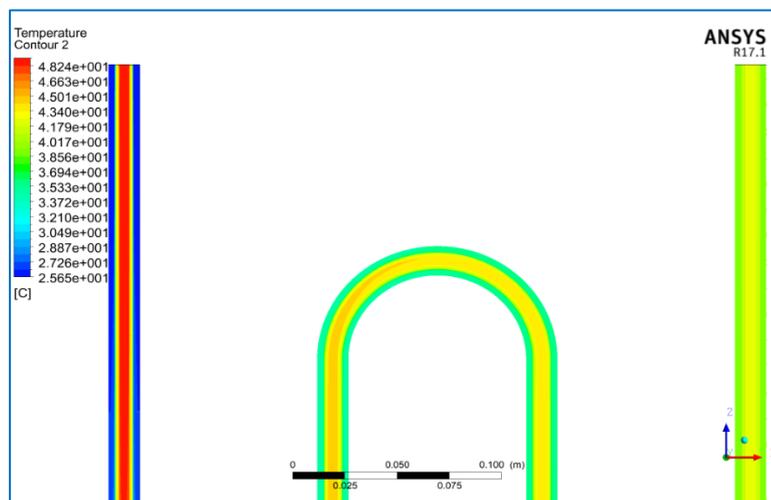
La grandeur de la vitesse résultante obtenue par le modèle k –e est illustrée bien sur les figures V.14 jusqu'au V.25 qui montrent les résultats de la distribution des champs de vitesses, on constate que les valeurs de la vitesse sont diminuées près de la paroi et augmentent lorsqu'on dirige vers le centre et on peut expliquer ça par la présence des forces de frottements entre les particules de nano fluide et les parois du canal, ceux qui sont élevés au cas de la fraction volumique élevé.

### V.3.3. Interprétation l'Efficacité thermique de l'échangeur et le Coefficient global d'échange thermique K :

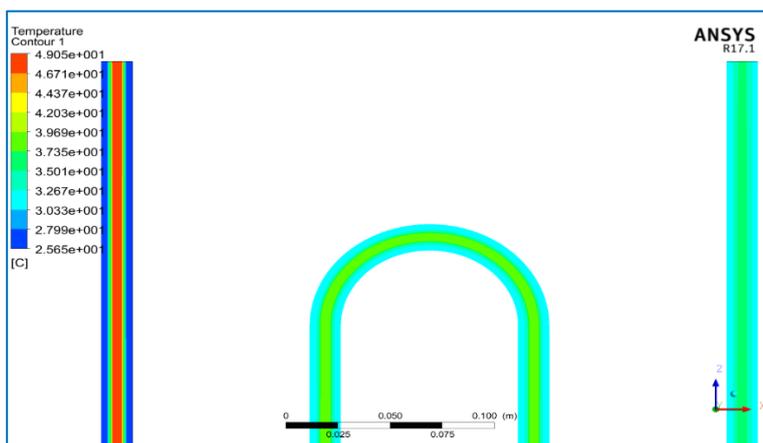
Les évolutions du le coefficient global d'échange thermique et l'efficacité thermique de l'échangeur en fonction de fraction volumique ( $\Phi=0$  ; 0.03 et 0.05) a des différentes valeurs du nombre de Reynolds ( $Q_v=200$  l/h et 400 l/h) pour l'eau et le nano fluide hybrides sont présentées sur les figures (V.26 et V.27). On constate que dans les trois cas, le coefficient global d'échange thermique et l'efficacité thermique de l'échangeur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, ainsi que la valeur du coefficient global d'échange thermique et l'efficacité thermique pour la fraction volumique  $\Phi=0.05$  est plus élevée par rapport  $\Phi=0.03$  et 0. D'après les figures (V.26 et V.27).Les résultats montrant que l'échange thermique dans l'échangeur co-axial est plus effective dans le cas d'écoulement contre-courant au le cas de  $\dot{m}_c < \dot{m}_f$  avec des fractions volumiques des nanoparticules plus élevées, tandis que la valeur d'efficacité la plus élevée de 77.78 % a été enregistrée dans le même cas.

➤ **Champ de température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial :**

- 1) Cas de calcul pour l'utilisation d'eau comme fluide caloporteur :
  - Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :

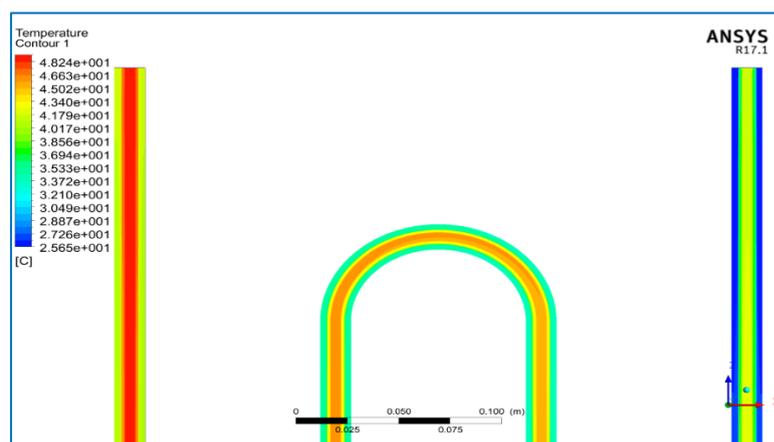


**Figure V.2 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

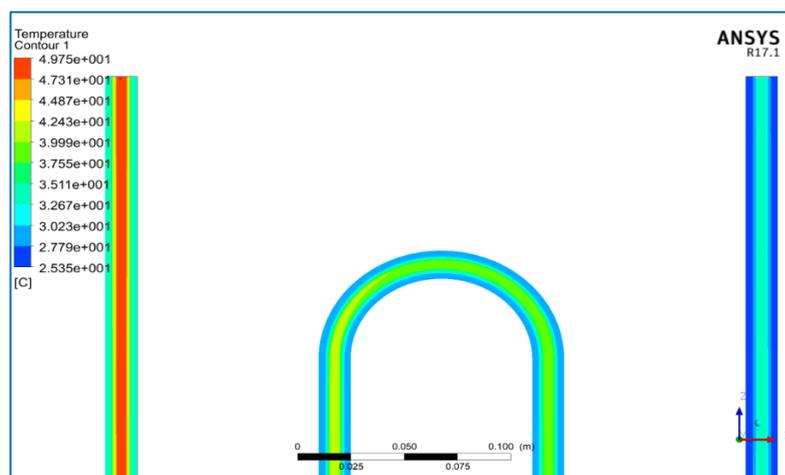


**Figure V. 3 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur l'écoulement Co-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :



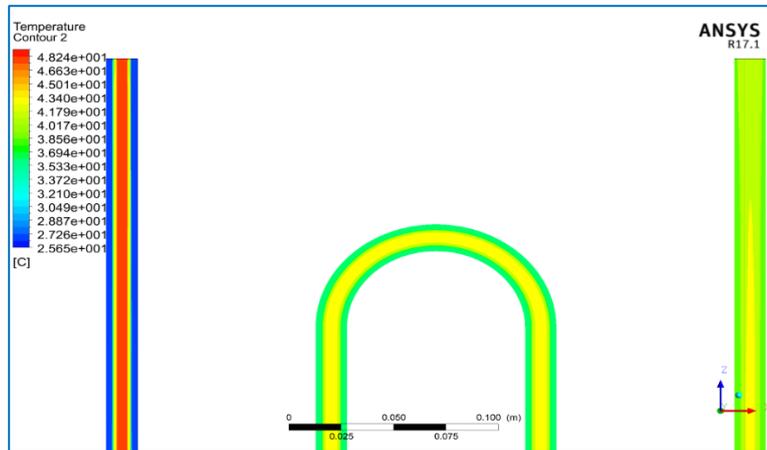
**Figure V.4 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .



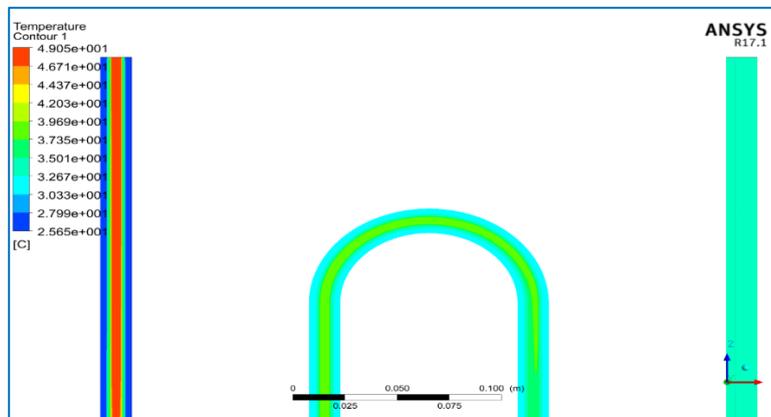
**Figure V.5 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

2) Cas de calcul pour l'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur :

➤ Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :

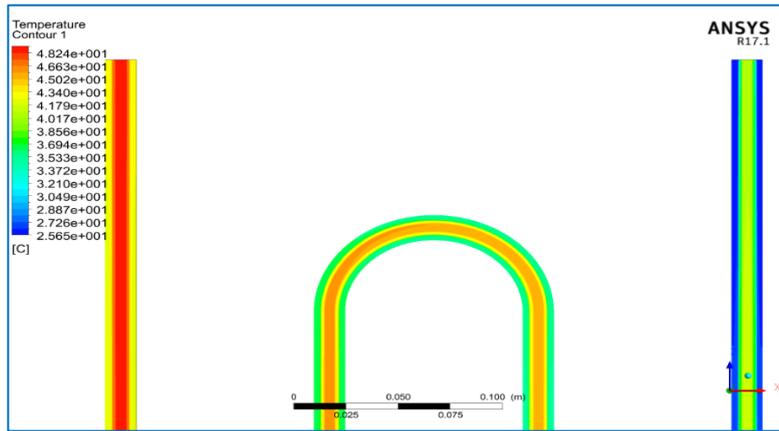


**Figure V.6 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

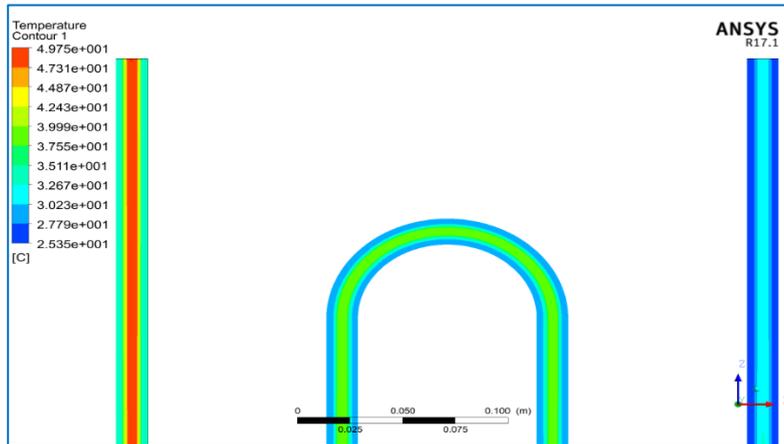


**Figure V.7 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :

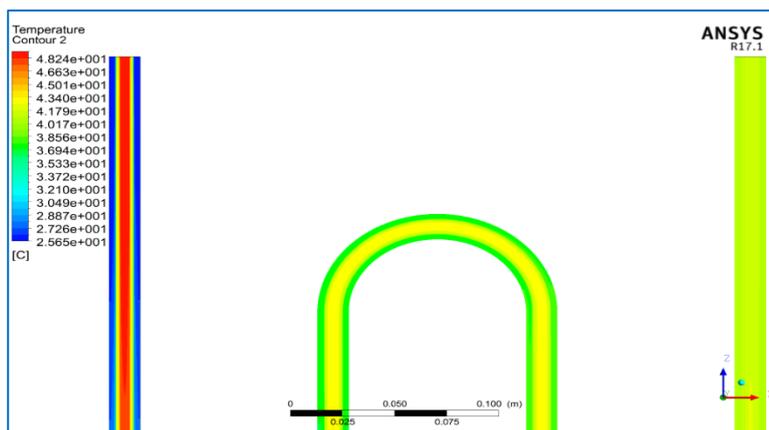


**Figure V.8** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

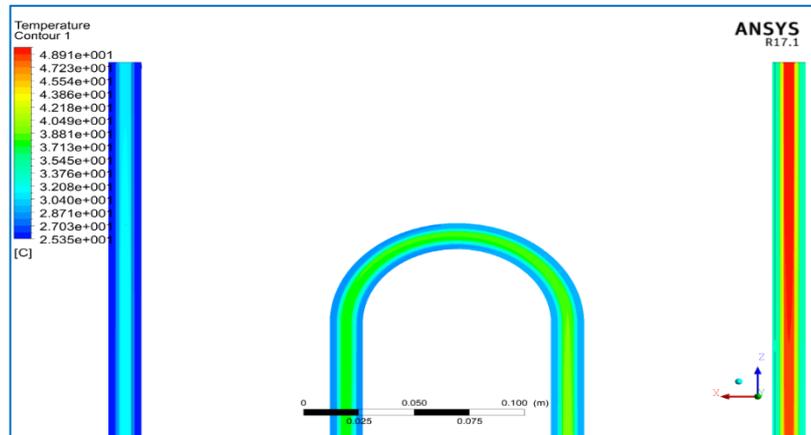


**Figure V.9** : Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

- 3) Cas de calcul pour l'utilisation de nano fluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur :
- Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :

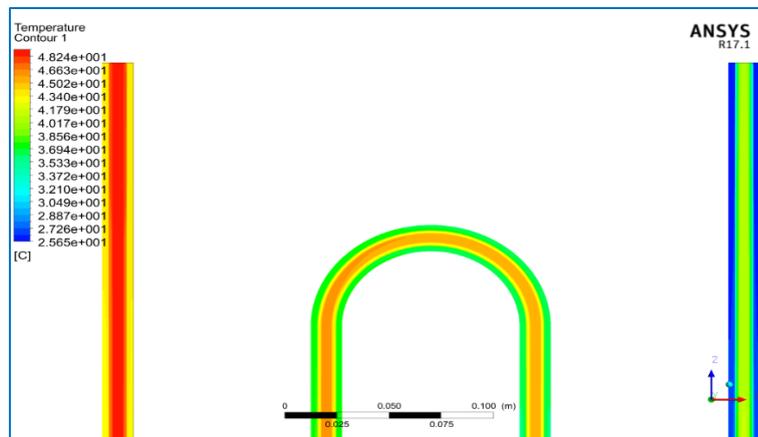


**Figure V.10 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

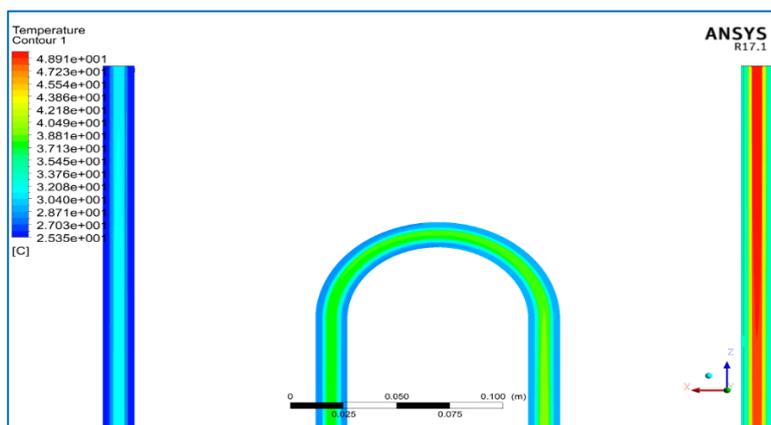


**Figure V.11 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :



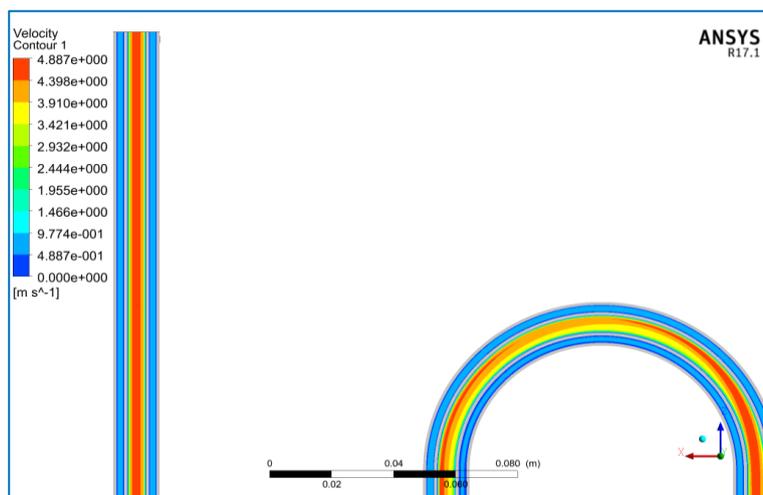
**Figure V.12 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .



**Figure V.13 :** Représentation de la distribution de la température totale à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ **Champ de la vitesse:**

- 1) Cas de calcul pour l'utilisation d'eau comme fluide caloporteur :
- Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :



**Figure V.14 :** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

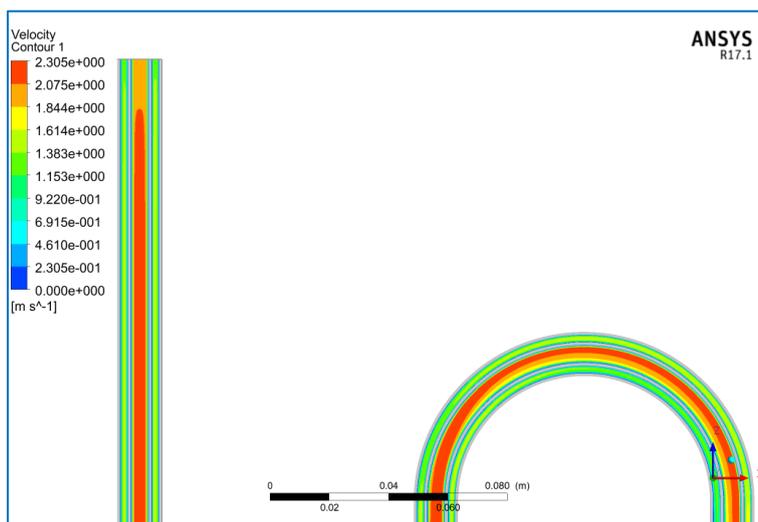


Figure V.15 : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :

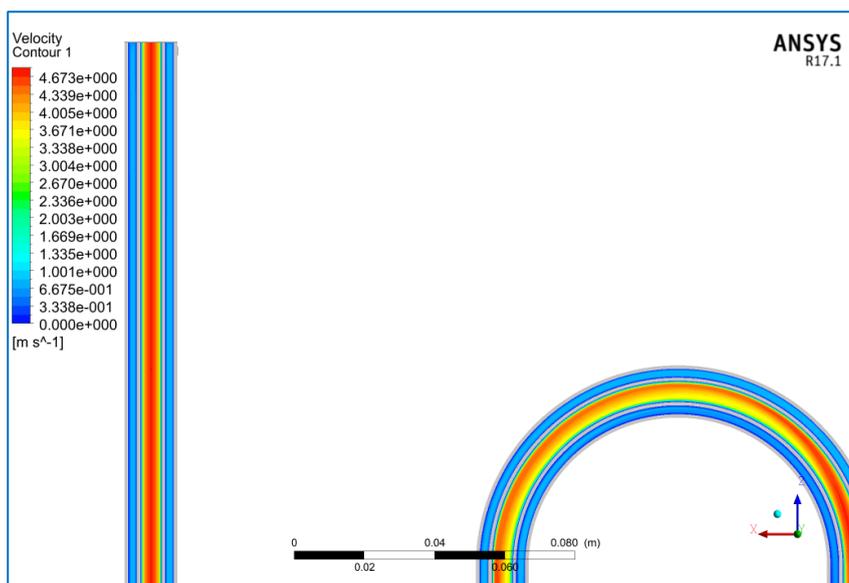
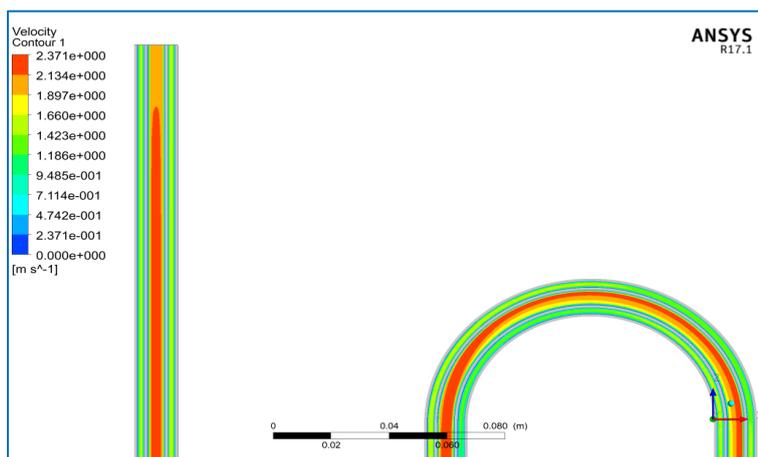
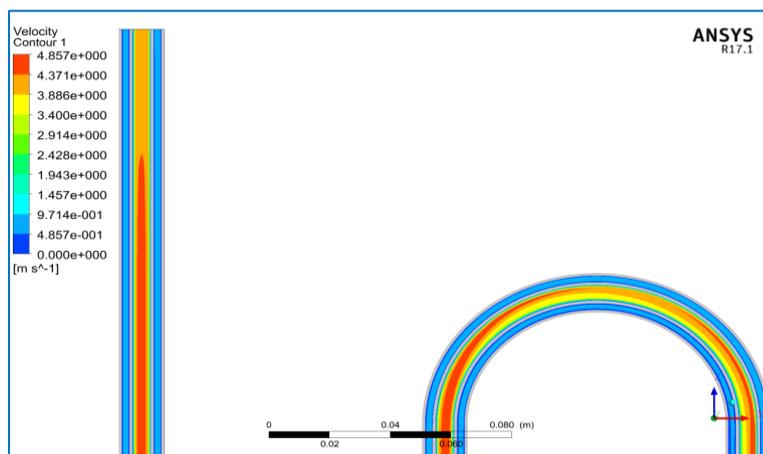


Figure V.16 : Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

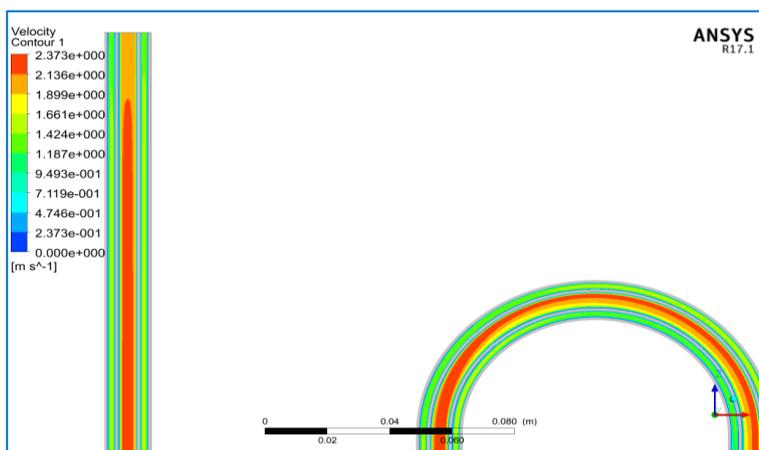


**Figure V.17 :** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation d'eau comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

- 2) Cas de calcul pour l'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur :
  - Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :



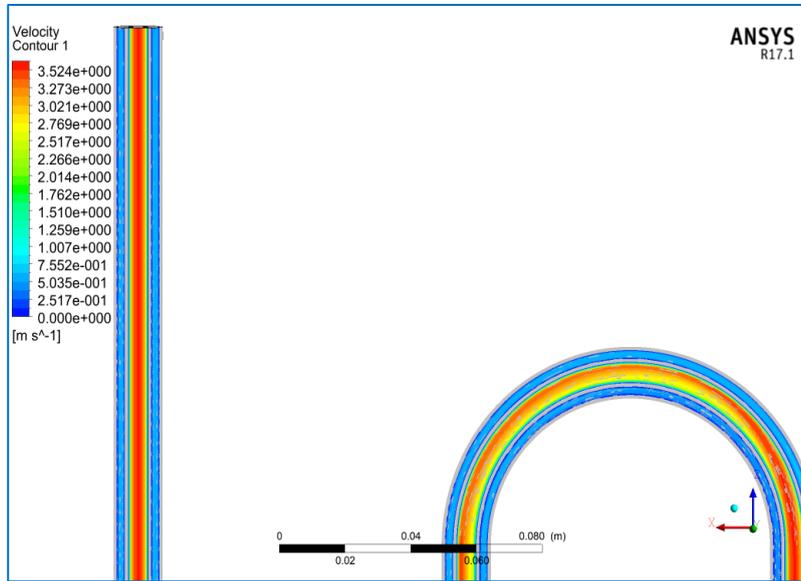
**Figure V.18:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .



**Figure V.19:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement

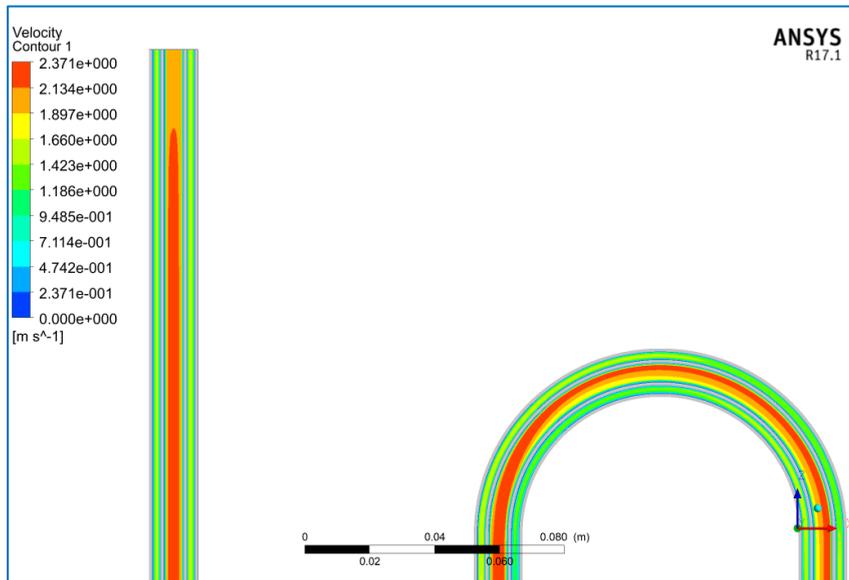
Co-Courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :



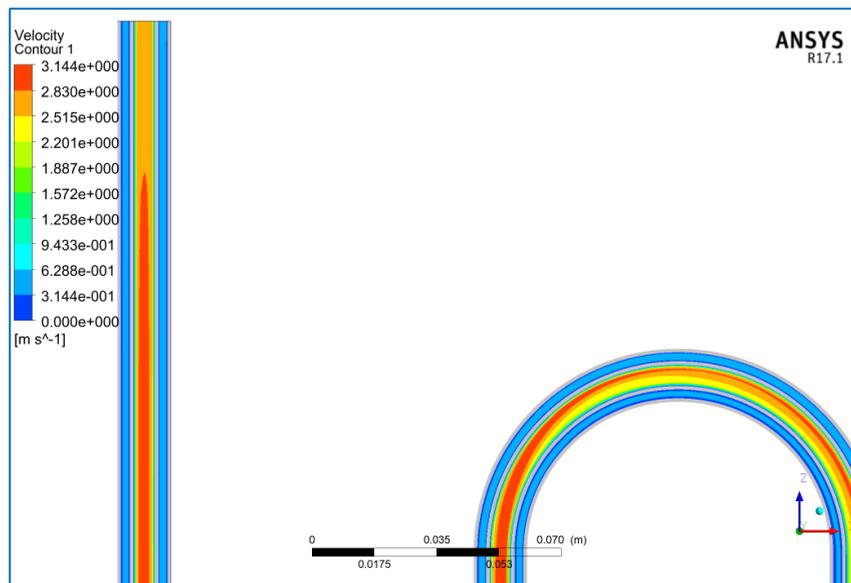
**Figure V.20:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement

Contre-courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .

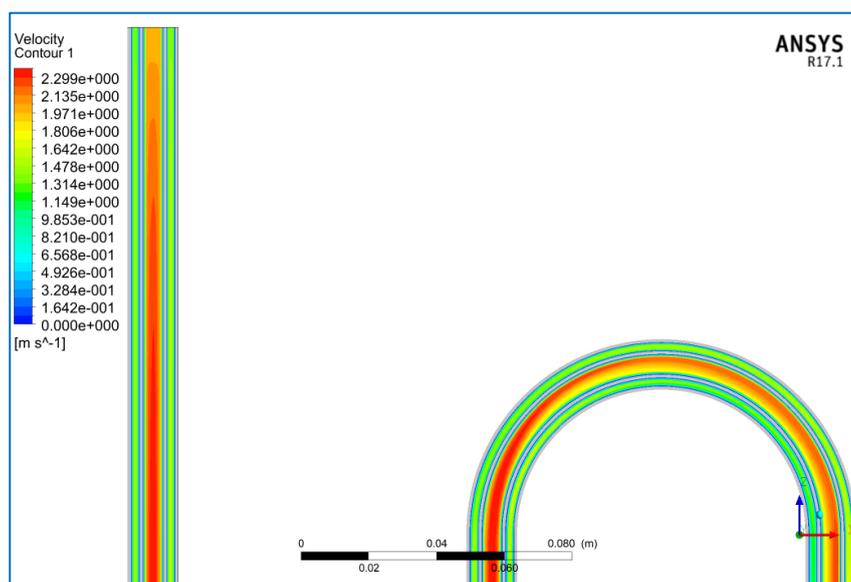


**Figure V.21:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.03$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Contre-courant  $Q_{vch} < Q_{vf}$ .

- 3) Cas de calcul pour l'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur :
  - Cas de calcul pour un écoulement Co-Courant :



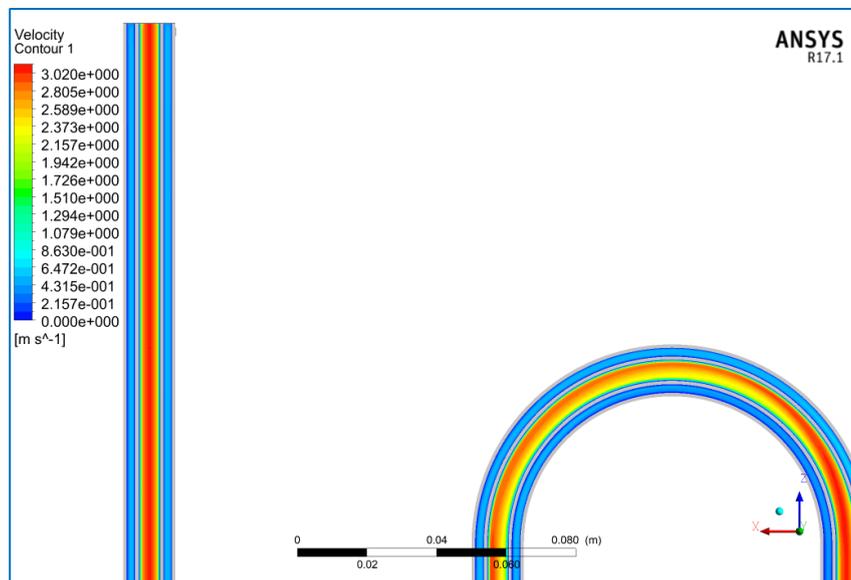
**Figure V.22:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement Co-Courant  $Q_{vch} > Q_{vf}$ .



**Figure V.23:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement

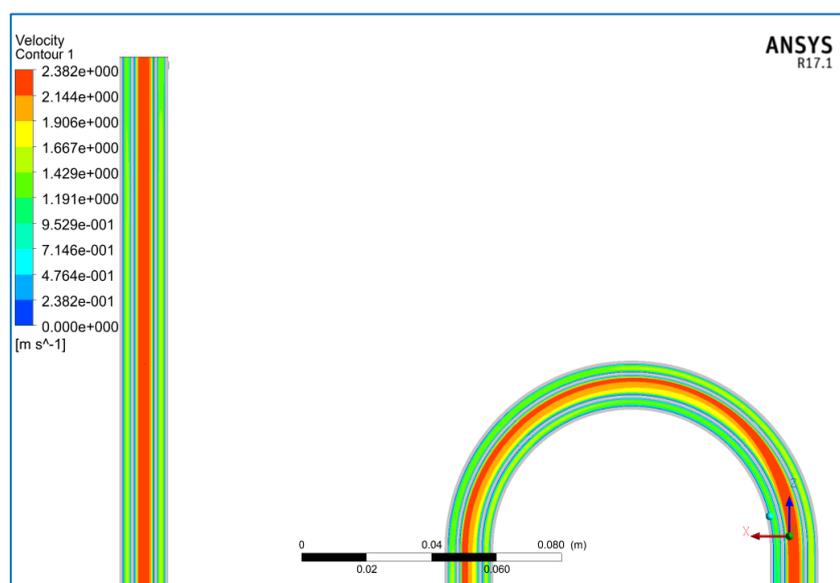
$$\text{Co-Courant } Q_{vch} < Q_{vf}.$$

➤ Cas de calcul pour un écoulement Contre-courant :



**Figure V.24:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement

$$\text{Contre-courant } Q_{vch} > Q_{vf}.$$



**Figure V.25:** Représentation du Champ de vitesses à l'intérieur de l'échangeur de chaleur coaxial dans le cas d'utilisation de nanofluide hybride  $\Phi=0.05$  comme fluide caloporteur à l'écoulement

$$\text{Contre-courant } Q_{vch} < Q_{vf}.$$

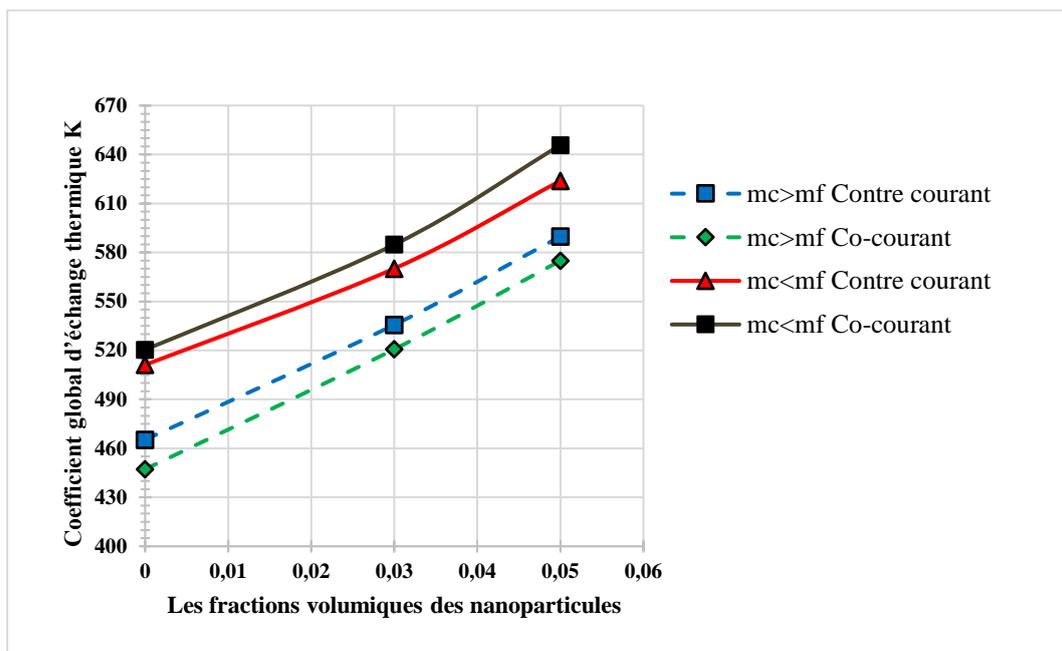


Figure V.26 : Représentation de l'évolution du Coefficient global d'échange thermique  $K$  à des différentes fractions volumiques pour des différents cas.

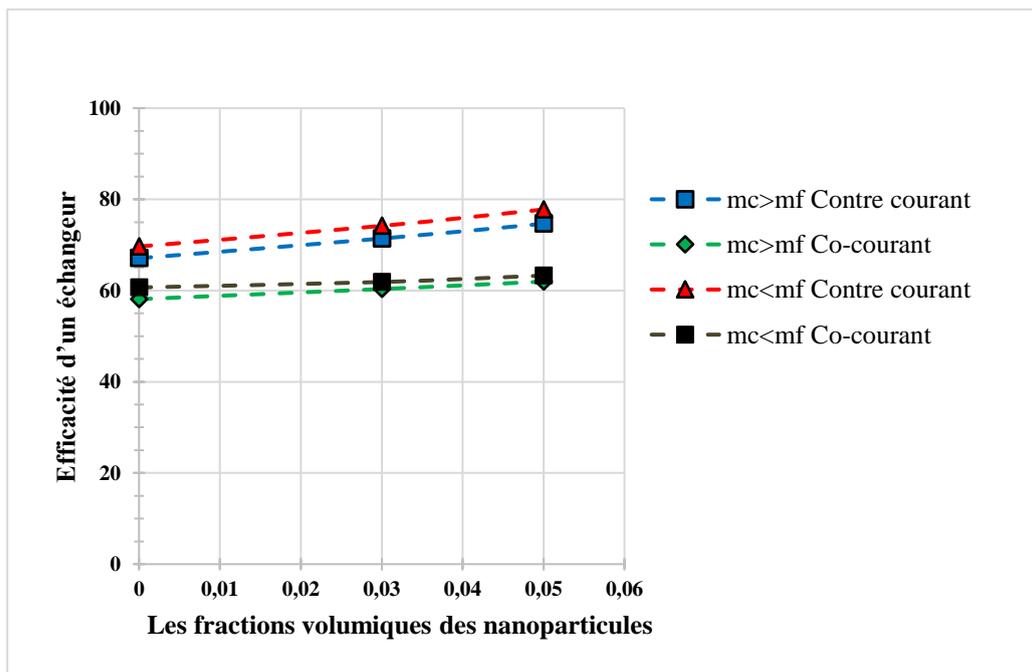


Figure V.27 : Représentation de l'évolution de l'efficacité d'un échangeur à des différentes fractions volumiques pour des différents cas.

# **Conclusion**

## **générale**

### Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire concerne une étude de la simulation numérique d'un échangeur de chaleur co-axial, pour contribuer numériquement à améliorer les échanges thermiques des échangeurs de chaleur par la nouvelle technique de la nanotechnologie en utilisations de nano-fluide hybride Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Cuivre/eau.

La simulation numérique, abordée en 3D. Cette étude a été structurée par cinq chapitres, dont les fondamentales conclusions sont exposées ci-dessous :

La première partie présente en détail présentation de la nouvelle technique de la nanotechnologie concernant des nanoparticules et nano fluides hybrides et sa modélisation thermo physique, ainsi qu'une revue sur les notions des trois modes de transfert de chaleur et une explication sur l'état de l'art sur les échangeurs de chaleur et ses différents types.

La deuxième partie présente une analyse bibliographique de l'ensemble des recherches et les travaux antérieurs en axe d'approfondir dans ce domaine.

En se reposant dans la partie suivante, sur la modélisation mathématique et thermique décrivant notre problème ainsi les hypothèses de simplification de ce problème et les calculs des performances thermique des échangeurs de chaleur.

Après la création de la géométrie, maillage et condition aux limites par le logiciel ANSYS Workbench, on a validé notre procédure de simulation numérique (FLUENT) en différents mode d'écoulement co-courant et contre-courant.

Les résultats de simulation sont présentés pour différentes fractions volumiques ( $\Phi=0$ ,  $\Phi=0.03$ ,  $\Phi=0.05$ ) et pour différents nombres de Reynolds (différentes valeurs des débits volumiques ( $Q_v = 400 \frac{l}{h}$ ,  $Q_v = 200 \frac{l}{h}$ )).

L'étude a consisté à faire varier la fraction volumique, et le nombre de Reynolds ainsi le mode d'écoulement (co-courant, contre-courant) dans chaque cas et de voir l'influence de ces deux paramètres sur les champs de température et vitesse et sur les performances thermiques des échangeurs de chaleur.

Cette étude nous a permis d'évaluer numériquement et d'illustrer les effets des différents paramètres qui peuvent influencer sur les comportement thermique, dynamique par des nanofluides(fraction volumique, vitesse d'écoulement).

Les résultats principaux obtenus montrent que :

- Les nanofluides jouent un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur.

## **Conclusion générale**

---

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules à cause de l'augmentation de la conductivité thermique cela permis d'améliorer le transfert de chaleur par conduction.
- Le facteur de frottement augmente légèrement avec l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide.
- En général, l'augmentation de la fraction volumique des nanofluides entraîne une augmentation de la viscosité du fluide qui diminue le mouvement des fluides.
- L'augmentation de nombre de Reynolds, entraîne l'augmentation du transfert de chaleur par convection.
- Le mode d'écoulement (le sens d'écoulement) joue un rôle important dans les échanges thermiques entre les fluides caloporteurs utilisée au niveau les échangeurs de chaleur.

Enfin, le flux convectif évacué par un nanofluide hybride (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Cuivre/eau) dans la configuration en question augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules et la vitesse de l'écoulement cela justifié par le nombre de Nusselt, ce qui est affecté par les variations des nombres de Reynolds et de Prandtl.

## Références bibliographiques

---

### Références bibliographiques

- [1] **M. Akli, L. Elaid**, "Simulation numérique de transfert de chaleur dans un échangeur coaxial", Université Akli Mohand Oulhadj-Bouira, (2018)
- [2] **F. Taourit**, "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes)". Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen (2013)
- [3] **A. Bontemps, A. Garrigue**, Ch.Goubier, J.Huetz, Ch.Marvillet, P. Mercier, R.Vidil, "Description des échangeurs", Technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [4] **Y. Toufik**, "Perçement des tubes dans les échangeurs de chaleur". Université Abdelhamid InbBadis de Mostaganem.(2012).p.27.
- [5] **O.Ansari**, "Échangeurs Thermiques", Université De Mohammed V - De Rabat,Support de cour, (2018).
- [6] **D. Nadjemeddine**, "Simulation d'une conception d'un échangeur à faisceau et calandre", Mémoire de Master en Génie Mécanique Energétique et l'environnement, Université de Annaba (2017).
- [7] **T. Farid**, "Etude comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur", Mémoire de Master en Génie Energétique-(2013).
- [8] **A. Ridha**, "Transfert de Chaleur et de Masse ", Université de Caen (2009/2010).
- [9] **A. Menidjel**, " Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre ", I.AP/ SPA. Skikda (2009).
- [10] **A. Maouassi**, "Intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des nanofluides", Mémoire de Magister, Université M'Hamed Bougara de Boumerdes, (2012).
- [11] **Ch. Danquigny**, "Étude expérimentale du transfert de masse en milieu poreux hétérogène", Thèse doctorat de l'université de Louis Pasteur de Strasbourg, 2003.
- [12] **David D.** "Nanofluides L'efficacité à la hausse." (2008). <http://www.cooling-masters.com>.
- [13] **A. Ghennai**, "Contribution à l'étude des transferts thermiques dans les nanofluides", Université des Frères Mentouri– Constantine 1, (2021).
- [14] **S. Mahmud et R. Andrew Fraser**, "Conjugate heat transfer inside a porous channel", Heat and Mass Transfer volume 41, pp 568–575 (2005).
- [15] **J.C. Maxwell**. "A Treatise on electricity and magnetism", Clarendon Press, U.K., (1891)
- [16] **A. Einstein**, "Investigations on the Theory of the Brownian Movement", Dover Publications, New York, (1956)

## Références bibliographiques

---

- [17] **H.C. Brinkman**. "The viscosity of concentrated suspensions and solution". J. Chem. Phys., 20, 571–581, (1952).
- [18] **G. K. Batchelor**. "Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction". Journal of Fluid Mechanics, 74(1): 1-29, (1976).
- [19] **S. Maiga**, S. Palm, S. Nguyen, C. Roy, and G. Galanis. "Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows". Int. J. Heat Fluid Flow, 26, 530-546, (2005).
- [20] **B.C. Pak and Y.I. Cho**. "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles". Experimental Heat Transfer, 11(2), 151–170, (1998).
- [21] **B. Takabi, S. Salehi**, "Augmentation of the heat transfer performance of a sinusoidal corrugated enclosure by employing hybrid nanofluid", Adv. Mech. Eng. 6 (2014) 147059.
- [22] **D.A. Nield, A. Bejan**, "Convection in porous media", 2nd ed, Springer-Verlag, New York, (1999).
- [23] **E. H. Soufi**, "Application des nanofluides pour le refroidissement : Etude d'un cas D'une géométrie simple", Thèse de Master en Génie Chimique, Université Kasdi Merbah d'Ouargla. (2013)
- [24] **K. Hannachi**, "Étude et simulation de la station de récupération des condensats pollués à base d'une série d'échangeur de chaleur". Université BADJI Mokhtar - Annaba (2017)
- [25] **Y. Annot, C. Moyon**, "Transfer thermiques", Ecole des Mines Nancy, (2012)
- [26] **Site web**: la récupération de la chaleur dans l'industrie des aliments et boissons. Htm.
- [27] **W. Technid**. " Raffinage et génie chimique" Tome 1 et 2, (1965).
- [28] **A. Bontemps** "Echangeur de Chaleur", Institut Universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie, université Joseph Fourier.
- [29] **R. Comolet**, " mécanique expérimentale des fluides ", Tome 2, Masson, (1984).
- [30] **B. Hacene**, " Etude géométrique des inducteurs utilisés dans une cuisson par induction", Université Mohamed Khider Biskra, Juin (2014).
- [31] Collection Microsoft encarta, (2003).
- [32] **A. EURL**, www.Classification des écoulements .fr, (Cinématique des fluides), le 07 Mai (2021).
- [33] **N. Benayad**, "Optimisation des échangeurs compacts application du logiciel fluent", Thèse de doctorat, Université des Frères Mentouri - Constantine, (2015).
- [34] **M. Bahiraei**, Hamid Kiani Salmi, Mohammad Reza Safaei, "Effect of employing a new biological nanofluid containing functionalized graphene nanoplatelets on thermal and hydraulic characteristics of a spiral heat exchanger", Volume 180, Pages 72-82 (2019)
- [35] **A.M. Alkhalabi**, L. Syam, Sundar, Kotturu V.V. Chandra Mouli "Experimental investigation on

## Références bibliographiques

---

the performance of hybrid Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> coated MWCNT/Water nanofluid as a coolant of a Plate heat exchanger”, International Journal of Thermal Sciences, Volume 171, 107249 (2022)

[36] **I.Fazeli**, Mohammad Reza Sarmasti Emami, Alimorad Rashidi, “Investigation and optimization of the behavior of heat transfer and flow of MWCNT-CuO hybrid nanofluid in a brazed plate heat exchanger using response surface methodology”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 122, 105175 (2021).

[37] **S. Kumar Singh**, Jahar Sarkar, “Thermohydraulic behavior of concentric tube heat exchanger inserted with conical wire coil using mono/hybrid nanofluids”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 122, 105134 (2021)

[38] **B. Rao Ponangi**, V. Krishna, K.N. Seetharamu, “Performance of compact heat exchanger in the presence of novel hybrid graphene nanofluids”, International Journal of Thermal Sciences, Volume 165, 106925 (2021)

[39] **Z. Li**, Amin Shahsavari, Kaviani Niazi, Abdullah A.A.A. Al-Rashed, Sara Rostami, “Numerical assessment on the hydrothermal behavior and irreversibility of MgO-Ag/water hybrid nanofluid flow through a sinusoidal hairpin heat-exchanger”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 115, 104628 (2020)

[40] **M. S. Bretado-de los Rios**, Carlos I. Rivera-Solorio, K.D.P. Nigam, “An overview of sustainability of heat exchangers and solar thermal applications with nanofluids: A review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 142, 110855 (2021)

[41] **H. M. Maghrabi**, Khaled Elsaid, Enas Taha Sayed, Mohammad Ali Abdelkareem, Tabbi Wilberforce, Mohamad Ramadan, A.G. Olabi, “Intensification of heat exchanger performance utilizing nanofluids”, International Journal of Thermofluids, Volume 10, 100071 (2021)

[42] **B. Herrera**, Anderson Gallego, Karen Cacua, “Experimental evaluation of a thermosyphon-based heat exchanger working with a graphene oxide (GO) nanofluid in a cogeneration system”, Thermal Science and Engineering Progress, Volume 24, 1, 100949 (2021)

[43] **T. Tayebi**, Ali J. Chamkha, Ammar A. Melaibari, Elhadj Raouache, “Effect of internal heat generation or absorption on conjugate thermal-free convection of a suspension of hybrid nanofluid in a partitioned circular annulus”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 126, 105397 (2021)

[44] **M. Bahiraei**, Nima Mazaheri, Ali Rizehvandi, “Application of a hybrid nanofluid containing graphene nanoplatelet-platinum composite powder in a triple-tube heat exchanger equipped with inserted ribs”, Applied Thermal Engineering, Volume 149, 25, Pages 588-601 (2019).

[45] **N. H. Abu-Hamdeh**, Elias M. Salilih, Radi A. Alsulami, Muhyaddin J.H. Rawa, Abdulmalik A. Aljinaidi, Mashhour A. Alazwari, Mohamed A. Eltaher, Khalid H. Almitani, Hani A.

## Références bibliographiques

---

Abulkhair, Khaled A. Alnefaie, Abdullah M. Abusorrah, Hatem F. Sindi, "The effects of incident solar radiation on the collector efficiency using coolant hybrid nanofluid via simulation of solar tower system with the parallel heat exchangers", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Volume 124, Pages 106-115 (2021)

[46] **K. Ghachem**, Walid Aich, Lioua Kolsi, "Computational analysis of hybrid nanofluid enhanced heat transfer in cross flow micro heat exchanger with rectangular wavy channels", *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 24, 100822 (2021)

[47] **A.f Mimi Elsaid**, Emad M.S. El-Said, Gamal B. Abdelaziz, Swellam W. Sharshir, Hamed R. El-Tahan, M.F. Abd Raboo, "Performance and exergy analysis of different perforated rib designs of triple tubes heat exchanger employing hybrid nanofluids", *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 168, 107006 (2021)

[48] **A. Kumar Tiwari**, Summaiya Javed, Hakan F. Oztop, Zafar Said, Naimish S. Pandya, "Experimental and numerical investigation on the thermal performance of triple tube heat exchanger equipped with different inserts with  $WO_3$ /water nanofluid under turbulent condition", *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 164, 106861, (2021)

[49] **N. Mazaheri**, Mehdi Bahiraei, "Energy, exergy, and hydrodynamic performance of a spiral heat exchanger: Process intensification by a nanofluid containing different particle shapes", *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, Volume 166, 108481 (2021)

[50] **S. Kumar Gupta**, Shubham Gupta, Tushar Gupta, Abhishek Raghav, Arpan Singh, "A review on recent advances and applications of nanofluids in plate heat exchanger", *Materials Today: Proceedings*, Volume 44, Part 1, Pages 229-241 (2021)

[51] **A. Hameed Rasheed**, Hajar Binti Alias, Sami Dawood Salman, "Experimental and numerical investigations of heat transfer enhancement in shell and helically microtube heat exchanger using nanofluids", *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 159, 106547 (2021)

[52] **M. Jamshidmofid**, Abbas Abbassi, Mehdi Bahiraei, "Efficacy of a novel graphene quantum dots nanofluid in a microchannel heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Volume 189, 5, 116673 (2021).

[53] **A. Bhattad**, Jahar Sarkar, Pradyumna Ghosh, "Discrete phase numerical model and experimental study of hybrid nanofluid heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 91, Pages 262-273 (2018)

[54] **Ch. Beldjani**, Amélioration du refroidissement d'un module photovoltaïque par l'usage de la nanotechnologie, mémoire de master université de Mohamed Khider Biskra, Septembre 2020.

[55] **L. Saci**, Refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nano fluide. Mémoire master, université Mohamed Khider Biskra 2014

## Références bibliographiques

---

- [56] **G.Abdelouahab**, Etude numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un échangeur de chaleur, Mémoire master, Université de M'sila 2018/2019
- [57] **M. F. Oudina**, Echangeurs de Chaleur, éditions : El-Djazair, Janvier 2014.
- [58] **B. T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P. (2011)**; Fundamentals of Heat and Mass Transert, 7ème edition: John Wiley & sons, Inc.
- [59] **Kays W.M., London A.L.**, Compact heat exchangers, 3rd Ed., Mc Graw-Hill, New York, 1984.
- [60] **M. Aymen KETHIRI**, Exploitation de la géothermie pour refroidir l'eau d'irrigation des palmiers dattiers dans la région de Biskra, Mémoire master, université Mohamed Khider Biskra, juillet 2019.
- [61] **G. Bachir**, Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard, thèse de Doctorat, UNIVERSITE DE TOULOUSE, Octobre 2010