REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Amélioration de Transfer Convectif par Nanofluides

Présenté par

DAHMANI Abdennasser

OUABEL Redha

Proposé et Dirigé par

Prof ANNOUN Mohamed

KRIBY Saliha

Promotion 2019

Dédicace

A mon cher ***Père*** *et ma chère* ***Mère*** *pour l'éducation et le grand*

Amour dont ils m'ont entouré depuis ma naissance.

A mes chers frères.

A mes chères sœurs.

A toute ma famille.

A tous mes profs qui nous a appris.

A mon cher Binôme DAHMANI ABDENNASSER

A mes chers amis ,

A toutes la promo Master génie mécanique 2018/2019.

*A tous ceux que j'*aime *et qui m'*aiment.

OUABEL REDHA

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mon cher Père et ma chère Mère pour l'éducation et le

grand

Amour dont ils m'ont entouré depuis ma naissance.

A mes chers frères et chères soeurs.

A toutes les familles **DAHMANI**, *et ainsi que tous proches.*

A tous mes amis de l'université de Médéa. Surtouts spécialité

génie mécanique

DAHMANI

ABDENNASSER

REMERCIMENTS

Au nom d'Allah le plus grand merci lui revient de nous avoir guidés vers le droit chemin, de nous avoir aidées tout au long de nous années d'étude.

Nous adressons notre profond remerciement à notre encadreur Monsieur ***ANNOUN Mohamed*** pour son support son suivie, ces conseils, sa contribution et son aide tout le long de ce travail.

Nous tenons à remercier vivement notre co-encadreur ***Melle KRIBY Saliha*** *pour son suivi, ses orientations pratiques, conseils précieux et son encouragement durant la réalisation de ce travail et la présentation de ce mémoire dans sa forme finale.*

Nous remercions aussi, les mombres de jury d'avoir accepté notre travail.

Ainsi nous adressons nous remerciements les plus chaleureux à toutes les personnes qui ont aidé de près ou de loin par le fruit de leur connaissance pendant toute la durée de notre parcours éducatif.

Sommaire :

Liste des Tableaux et des figures……I

Nomenclature……...III

Résumé……..IV

INTRODUCTION GENERALE……1

CHAPITRE l : GENERALITE SUR LES NANOFLUIDES

I.1.Introduction 3
I .2. Nanoparticules et les fluides porteurs 3
I .3.Procédés de fabrication et préparation des nanoparticules : 4
I .4. Avantages et inconvénients des nanofluides: 6
I .5.propriétés de transport des nanofluides 6
I .5.1 La fraction volumique 7
I .5.2 La masse volumique 7
I .4.3 La capacité thermique 10
I.5.4 La viscosité 11
I .5.5 Conductivité thermique 15
I .6.Conclusion 20

CHAPITRE II: LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION forcée AVEC LES NANOFLUIDES

II. 1. Introduction 21
II .2.Transfert de chaleur par convection 21
II .2.1 La convection naturelle (ou libre) 21
II .2.2 La convection forcée 22
II .2.3 Coefficient d'échange convectif 22
II .3. Etablissement des ecoulement dans les conduite 22
II. 3.1Régimes d'écoulement 22
II .3.2 Caractéristique de régime laminaire et turbulent 23
II .3.2.1 Régime laminaire 24
II. 3.2.2 Régime turbulent 24
II.3.3 Notion de la couche limite 24
II .3.3.1 Couche limite hydrodynamique 25
II .3.3.2 Couche limite thermique 25
II .4. modélisation mathématique d'un écoulement convectif 26

II .4.1 Equations de la convection en régime laminaire....26
II .4.2Equations de la convection en régime turbulent....26
II .4.3 Corrélations empiriques de transfert thermique en convection forcée....27
II .5. Convection dans les nanofluides....29
II .5.1 Spécificité des écoulements Internes....29
II .5.1.1 Zone d'écoulement non établit....30
II.5.1.2 Zone d'écoulement établit....30
II .5.2 Aspects hydrodynamique et thermique en régime turbulent....30
II .5.2.1 Profil de vitesse....31
II .5.2.2 Le coefficient de frottement Cf....31
II .5.2.3Perte de charge dans la conduite....31
II .5.2.4 Le nombre de Nusselt....31
II .6. Travaux antérieurs....32
II .7. Conclusion....34
CHAPITER III: SIMULATION AVEC LOGICIEL COMSOL MULTIPHYSICS
III .1.Introduction....35
III .2. Modélisation mathématique....35
III .3.Méthode numérique et validation....40
III .4. Resultats et interprétation....38
III .4.1 Etude sur le nanofluide CuO-eau....38
III.4.1.1 Nombre de Nusselt moyen....38
III .4.1.2 Perte de charge....40
III .4.1.3 Contrainte de cisaillement....41
III.4.2 Effet de type de nanoparticules....41
III.4.2.1 Nombre de Nusselt....42
III .4.2.2 Perte de charge :....42
III .4.2.3 Contrainte de cisaillement....43
III .5.Conclusion....44
Conclusion générale....45
Référencebibliographique....47

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau I.1 : Rapport des masses volumiques des différentes nanfluides En fonction de fraction volumique……09

Tableau I.2 : Rapport des chaleurs spécifiques des différentes nano Fluides en fonction de fraction volumique…….……..……11

Tableau I.3 : Rapport de viscosité dynamique de nanofluide (Eau+Al_2O_3) en fonction de la fraction volumique…….14

Tableau I.4 : Rapport de viscosité dynamique de nanofluide (Eau+CuO) En fonction de la fraction volumique……..……..…15

Tableau I.5 : Rapport de conductivité thermique de nanofluide (Eau+CuO) En fonction de la fraction volumique……..……18

Tableau I. 6 : Rapport de la conductivité thermique de nanofluide (Eau+AL2O3) En fonction de la fraction volumique……19

Tableau II. 1 : nombres adimensionnels utilisés dans la convection Forcée et leurs significations ……..…… ……28

Tableau III.1:Les propriétés thermophysiques des nanoparticules de CuO,d' Al_2O_3 Et de l'eau àT=30°C……..36

LISTE DES FIGURES :

Figure I.1: Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape [4]……..……06

Figure I.2 : Variation de la masse volumique en fonction de la fraction volumique……08

Figure I.3 : Variation des chaleurs spécifiques des différentes nano fluides En fonction de la fraction volumique……10

Figure I. 4: Variation de la viscosité en fonction de la fraction volumique……..13

Figure I.5 : Variation de la viscosité en fonction de la fraction volumique……..13

Figure I.6: Variation de la conductivité thermique de nanofluide à base CuO En fonction de la fraction volumique……...……17

Figure I.7 : Variation de la conductivité thermique nano fluide à base de Al2O3 En fonction de la fraction volumique……17

Figure II.1: Régime d'écoulement, A : écoulement laminaire B : écoulement transitoire..…23

Figure II.2 : Couche limite hydrodynamique et thermique ……..25

Figure II.3 :Profil de vitesse d'un fluide en écoulement dans un tube [20]…….….30
Figure II.4 :Évolution du coefficient h du nanofluide (1% Al2O3) et de l'eau
En fonction du nombre de Reynolds……..……..…33
Figure II. 5 :évolution du coefficient h local le long de tube pour Re =472±10 [13]……...…33
FigureII.6 : Améliorations du coefficient convectif local le long du tube pour
Re1=603, Re2=554 et Re3=472[13]…… ……...……..…34
Figure III.1 : Schéma de la géométrie étudiée……..……35
Figure III.2 : Test de mailage et validation de code de calcul……..37

Figure III.3 : Maillage triangulaire fin……..……38
Figure III.4 : Nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds
Pour differentes concentrations en nanoparticues CuO……..……..39
Figure III.5 : Nombre de Nusselt en fonction de fraction volumique en CuO
Pour differentes valeurs de nombrede Reynolds……..……39
Figure III.6 : Perte de charge en fonction du Reynolds Nombre
Pour differentes concentrations en nanoparticues CuO…….……..40
Figure III.7 : Perte de charge en fonction du concentration en nanoparticules
Pour différentes valeurs de nombre de Reynolds…….……41
Figure III.8 :Taux de cisaillement en fonction du nombre de Reynolds
Pour differentes concentrations en nanoparticues CuO……..41
Figure III.9 : variation du nombre de Nuesset en fonction de nombre
deReynolds pour differentesconcentration pour les deux nanofluides
CuO-eau et Al_2O_3-eau…….....……42
Figure III.10 : variation de Chute de pression en fonction de nombre
de Reynolds pour differentesconcentration pour les deux nanofluides
CuO-eau et Al_2O_3-eau…….……..…43
Figure III.11 : : variation Contrainte de cisaillement en fonction de nombre
deReynolds pour differentesconcentration pour les deux nanofluides
CuO-eau et Al_2O_3-eau…….……43

Nomenclature

Symboles latins :

A, B, a et C : sont des constantes dépendant du régime d'écoulement et de la géométrie de l'obstacle.

C_p **:** La chaleur spécifique(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(C_p)_{nf}$ **:** Chaleurs spécifique du nanofluide (J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(C_p)_f$ **:** Chaleurs spécifique du fluide de base(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

$(C_p)_p$ **:** Chaleurs spécifique des nanoparticules(J.Kg^{-1}.K^{-1}).

C_f **:** Le coefficient de frottement

D **:** Diamètre de conduite.

h : Coefficient de transfert thermique par convection.

k **:** Conductivité thermique(W.m^{-1}.K^{-1}).

k_{nf} **:** conductivité thermique du nanofluide(W.m^{-1}.K^{-1}).

k_f **:** conductivité thermique du fluide de base(W.m^{-1}.K^{-1}).

k_p **:** conductivité thermique de la particule solide(W.m^{-1}.K^{-1}).

L : longueur caractéristique (m).

Nu_L **:** Le nombre adimensionnel de Nusselt global

n **:** Facteur de forme empirique.

Pr **:** Nombre de prandlt.

q : Le flux de chaleur qui traverse la paroi du tube. (w

Re : Nombre de Reynolds.

Re_c **:** Nombre de Reynolds critique

S : La surface d'échange ($m2$).

$\boldsymbol{T_p}$ **:** Les températures de la paroi (k).

T_∞ **:** La température du fluide loin de la paroi (k).

U : La vitesse moyenne (m/s).

$\bar{U}$ **:** La vitesse moyenne du fluide. (m/s).

$\bar{u}$**,** $\bar{v}$ **et** $\bar{T}$**:** Les quantités moyennes.

u'**,** v'**et** T'**:** les fluctuations dues à la turbulence.

V_T **:** Volume totale (m^3).

V_p **:** Volume de nanoparticules(m).

Lettre grecs :

ρ **:** La Masse volumique ($Kg.m^3$).

ρ_{nf} **:** La masse volumique du nanofluide ($Kg.m^3$).

ρ_f **:** La masse volumique du fluide de base($Kg.m^3$).

ρ_p **:** La masse volumique des nanoparticules solides ($Kg.m^3$).

μ **:** La viscosité dynamique ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

μ_{nf} **:** La viscosité dynamique du nanofluide ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

μ_f **:** La viscosité dynamique du fluide de base ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$).

v **:** La Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$).

φ **:** La fraction volumique.

ΔP **:** La perte de charge.

Résumé

L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement la convection forcée d'un nanofluide en écoulement turbulent en régime stationnaire dans une conduite circulaire en cuivre dont la paroi est maintenue à température constante uniforme pour $10000<Re$. Deux type de nanoparticules ont été pris en considération dans cette étude CuO et Al_2O_3 dispersée dans l'eau comme fluide de base pour des valeurs de fractions volumique $0<\varphi<15\%$. L'approche à une seul phase a été adoptée dans cette investigation et les équations en 02D gouvernants la convection on été résolu par COMSOL Multiphysics basé sur la méthode des éléments finis. Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt (Nu) et la perte de charge (ΔP) augmentent avec Re et l'ajout des nanoparticules améliore le transfert de chaleur mais en revanche intensifier la perte de charge. De plus, les résultats obtenus indiquent aussi que le nanofluide à base de CuO est beaucoup plus efficace thermiquement que celui à base de Al_2O_3 .

Mots clés :Nanofluide, nanoparticules, dissipation thermique, écoulement interne turbulent, perte de charge

Abstract :

The objective of this work is to numerically study the forced convection of a nanofluid in steady-state turbulent flow in a circular copper pipe whose wall is maintained at a uniform constant temperature for 10000 <Re. Two types of nanoparticles were considered in this study CuO and Al_2O_3 . dispersed in water as a base fluid for fractional volume values $0 <\varphi <15\%$. The single phase approach was adopted in this investigation and the convective 02D equations were solved by COMSOL Multiphysics based on the finite element method. The results obtained show that the number of Nusselt (Nu) and the pressure drop (ΔP) increase with Re and the addition of the nanoparticles improves the heat transfer but on the other hand intensify the pressure drop. In addition, the results obtained also indicate that the CuO-based nanofluid is much more thermally efficient than that based on Al_2O_3 .

Key words: Nanofluid, nanoparticles, heat dissipation, turbulent internal flow, pressure drop

INTRODUCTION GENERALE

Les propriétés thermiques des liquides caloporteurs jouent un rôle très important dans les opérations de refroidissement pour garantir une dissipation de l'excès de chaleur d'une manière efficace garantissant ainsi le bon fonctionnement des équipements dans les installations thermiques industrielles. En effet, la conductivité thermique est un indicateur potentiel qui détermine les performances des fluides caloporteurs quant à l'absorption de la chaleur au niveau des parois du système à refroidir. Les fluides caloporteurs classiques ont par nature une faible conductivité thermique ce qui les rend inadéquats pour les applications à très fort refroidissement.

Des premières tentatives pratiques ont été menés par des scientifiques dont le but d'améliorer la conductivité thermique par des techniques conventionnelles utilisant des additifs solides très fin de l'ordre de millimètre dispersés d'une manière homogène dans la solution liquide [1]. Cependant la taille des particules dispersés présente des inconvénients une conductivité thermique faible, la sédimentation des particules, corrosion de composants de machines, encrassement de particules, chute de pression excessive et d'autres phénomènes... Pour y remédier il a été proposé de diminuer la taille des ces particules. En effet, dans le cas des particules à l'échelle micrométrique une amélioration thermique a été enregistrée [1]. mais les problèmes due à l'agrégation et la sédimentation des particules et à aussi à la perte persistaient. Pour régler ces problèmes et amélioré encore la performance thermique de ce type de fluide il a été proposé d'ajuster encore la taille des particules dispersées.

Grace au nanotechnologie moderne, qui offre des avantages et voies chimiques pour préparer des particules nanométriques ou des matériaux nanostructures conçu à l'échelle atomique ou moléculaire avec une amélioration thermo-physique propriétés comparées à leurs formes globales respectives Choi (1995), il a été possible de préparer des nanoparticules et de les dispersés dans des liquides d'une manière homogène . pour obtenir des nanofluides destinés l'utilisation dans les opérations de refroidissement

C'est pourquoi dans ce projet on s'intéressé à étudier le phénomène de la convection forcée d'un nanofluide dans une conduite circulaire à température constante en régime turbulent dans ses deux formes thermique et hydrodynamique. Nous avons considérés deux types de nanoparticule l'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) et l 'oxyde de cuivre (CuO) dispersée dans une solution aqueuse.

Cette présente étude est divisée en trois chapitres, organisée de la manière suivante.

Dans le premier chapitre des généralités sur les nanofluides: types de nanoparticules et types des solvant ,ont été présenté. nous avons aussi exposé les différentes corrélation le plus souvent utilisés dans la littérature pour la détermination des propriétés thermiques et de transport des nanofluides.

Dans le deuxième chapitre, l'aspect thermique et hydrodynamique de la convection forcée dans des tubes avec les nanofluides ont été présenté accompagnés avec l'exposition des travaux antérieurs qui nous ont paru très utiles pour notre étude.

Dans le dernier chapitre on présentera la méthodologie et toutes les étapes de la simulation par COMSOL et les résultats obtenus. On finira par une conclusion générale.

CHAPITRE l : GENERALITE SUR LES NANOFLUIDES

I.1.Introduction

Plusieurs système de refroidissement basé sur les fluide caloporteurs dans de nombreuse applications industrielles sont employés pour faire évacuer l'excès de la chaleur et ce pour garantir un fonctionnement durable et éviter tout dommage du à l'élévation de la température. Dans la pratique les fluides de refroidissement les plus utilisées sont à base eau, éthylène glycol ou l'huile qui malheureusement ne sont pas très efficace. Pour améliorer leurs efficacité il a été proposé par les chercheurs d' introduire des particules solides de tailles nanométriques appelées aussi nanoparticules[1], dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm, au sein de ces fluides ayant des caractéristiques excellente en matière de propriétés thermiques tels que la conductivité thermique et la chaleur massique. Ces nanofluides trouvent beaucoup d'intérêt dans les systèmes de refroidissement dû à leurs propriétés thermiques particulières.

C'est pourquoi il est très important de présenter dans cette partie les nanofluides quant à leurs préparations et les différents modèles caractérisant les propriétés de transport en fonction du type de nanoparticules leurs concentrations volumiques.

I .2. Nanoparticules et les fluides porteurs

La nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet de taille nanométrique (1 à 100 nm). 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 sont très étudiées de nos jours. **[1]**

Dans la pratique il existe plusieurs type de nanoparticules utilisées dans le domaine de

l'industrie on site:

- Les nanomatériaux chimiques stables (l'or, cuivre…),
- Oxydes métalliques (Aluminium, silice, zirconium.),
- Oxydes céramiques (oxyde Aluminium, oxyde cuivre),
- Les Carbures métalliques (Carbure de silicium),
- Des nitrures métalliques (par exemple, nitrure de Aluminium, nitrure silicium),

- Carbone dans différentes formes (Diamant, graphite, nanotubes de carbone, fullerène). **[2]**

Parmi les liquides porteurs plus couramment utilisé pour la préparation des nanofluides on cite : L'eau, les liquides organiques tels qu'Éthylène, triéthylène-glycol, les huiles, les lubrifiants, les biofluides et les solutions polymères. Dans les systèmes de refroidissement le liquide le plus employé est l'eau à cause de son abondance, son prix et non polluant. **[3]**

I .3.Procédés de fabrication et préparation des nanoparticules :

Le point délicat est la fabrication de si petits morceaux de matière plus ou moins biencalibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Ça ne fera que des particules de taille micrométrique aumieux, qui encrasseront le circuit. Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

• les procédés physiques, comme le broyage mécanique.

• les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

En général, les nanoparticules utilisées pour la synthèse de nanofluides sont à base d'oxydes, de nitrures, de carbures, de métaux purs ou d'alliages, de nanotubes de carbone (NTC). On trouve également des particules composites pouvant utiliser des polymères.

Il y a deux méthodes principales pour obtenir un nanofluide :

- **La méthode en une seule étapes :** Cette méthode consiste à produire les nanoparticules dans le fluide de base moins industrielle, elle n'est utilisable que pour certains nanofluides mais permet d'éviter l'agglomération et l'oxydation des nanoparticules. Un exemple de procédé consiste à condenser sous forme de nanoparticules une vapeur métallique dans un réacteur sur un film de liquide à basse tension de vapeur (figure I.5).

- **La méthode en deux étapes :** Cette méthode consiste à produire dans un premier temps les nanoparticules, puis à les disperser dans le fluide de base. Pour permettre une bonne dispersion, une forte action mécanique à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ultrasons est souvent nécessaire afin de briser les agglomérats. En outre, pour éviter l'agglomération due aux forces d'attraction entre les particules, on utilise des forces de répulsion électrostatique en chargeant la surface des particules en adaptant le pH. On peut également utiliser les forces de répulsions tériques à l'aide de molecules adsorbées ou greffées sur la surface.

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en oeuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certains ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentesau procédé. Les principaux moyens peuvent être :

- ✓ La mécanosynthèse (broyage à haute énergie).
- ✓ La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- ✓ Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur.
- ✓ Les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma.
- ✓ 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 (comme pour un usinage par électroérosion).**[4]**

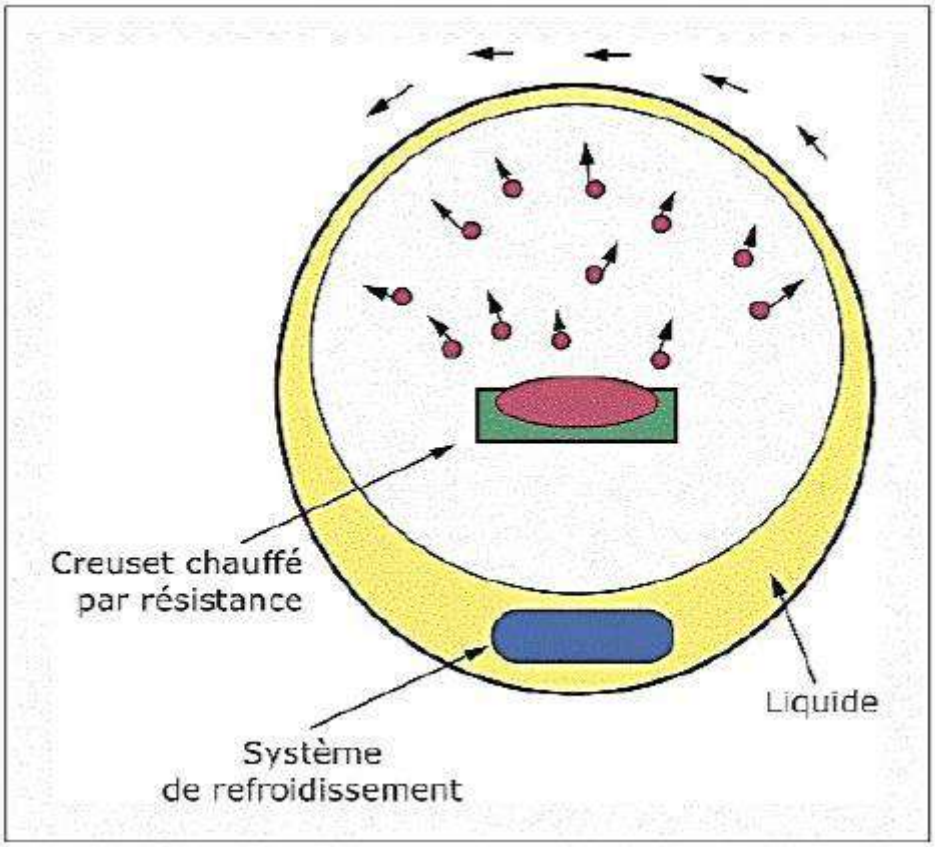


Figure I.1: Procédé de synthèse de nanofluide en une seule étape **[4]**

I .4. Avantages et inconvénients des nanofluides:

- Une surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides est grande.
- Une haute dispersion et stabilité avec prédominante mouvement brownien des particules réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications. **[6]**

Les nanofluides possèdent des inconvénients, parmi lesquels on site :

- Une mauvaise caractérisation des suspensions.
- Probléme d'instabilité des nanoparticules dans la suspension.
- Le coût élevé des nanofluides.
- Difficultés dans le processus de production. **[6]**

I .5.propriétés de transport des nanofluides

Les principales propriétés de transport des nanofluides qui jouent un rôle important dans les systèmes de refroidissement pour la dissipation de la chaleur sont les suivantes:

- La conductivité thermique,
- La masse volumique,
- La viscosité dynamique
- La chaleur spécifique …etc.

Ces principaux propriétés sont trés affectées par la concentration volumétrique (fraction) des nanoparticules et la nature des nanoparticules .

Dans la littérature il existés une variété de modèles et corrélations décrivant les propriétés de transport en fonction de la concentration volumique des nanoparticules. Cependant, le problème persiste sur le choix de la corrélation approprie pour l'évaluation des ces propriétés. D'autre part, trop peu de données expérimentales sur des nanofluides sont disponibles pour la validation de ces modèles. C'est pourquoi dans cette partie nous avons présentés en premier lieu différents modèles et corrélations de calculs les plus utilisés par les chercheurs et aussi nous avons exposé la variation des propriétés de transport en fonction de la composition en volume et la nature des nanoparticule.

I .5.1 La fraction volumique

Dans une suspension la fraction volumique notée φ est défini comme étant le rapport du volume de nanoparticule sur le volume totale . C'est une grandeur (%) et s'exprime par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{Volume\ solide}{Volume\ totale\ du\ nanofluide} = \frac{Vp}{Vf\ +Vp} \qquad (1.1)$$

$V_{p=}$ Volume de nanoparticules

I .5.2 masse volumique

La masse volumique d'un nanofluide s'exprime par la relation suivante :

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{v}\right)_{nf} = \frac{m_f + mp}{V_f + V_p} \qquad (1.2)$$

Après réarrangement algébrique entre l'équation 1.1 et 1.2 on obtient :

$$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \qquad (1.3)$$

Avec : ρ_f désigne la masse volumique de fluide de base et ρ_p représente la masse volumique de nanoparticules. L'équation (1.3) présenté par PAK et CHO **[7]**

La variation du rapport adimensionnel $\frac{\rho nf}{\rho f}$ (masse volumique du nanofluide / masse volumique du fluide de base) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules est présentée dans la figure 1.2 et le tableau Sur la figure 1.2 pour deux type de nanofluides eau-CuO et eau-Al_2O_3

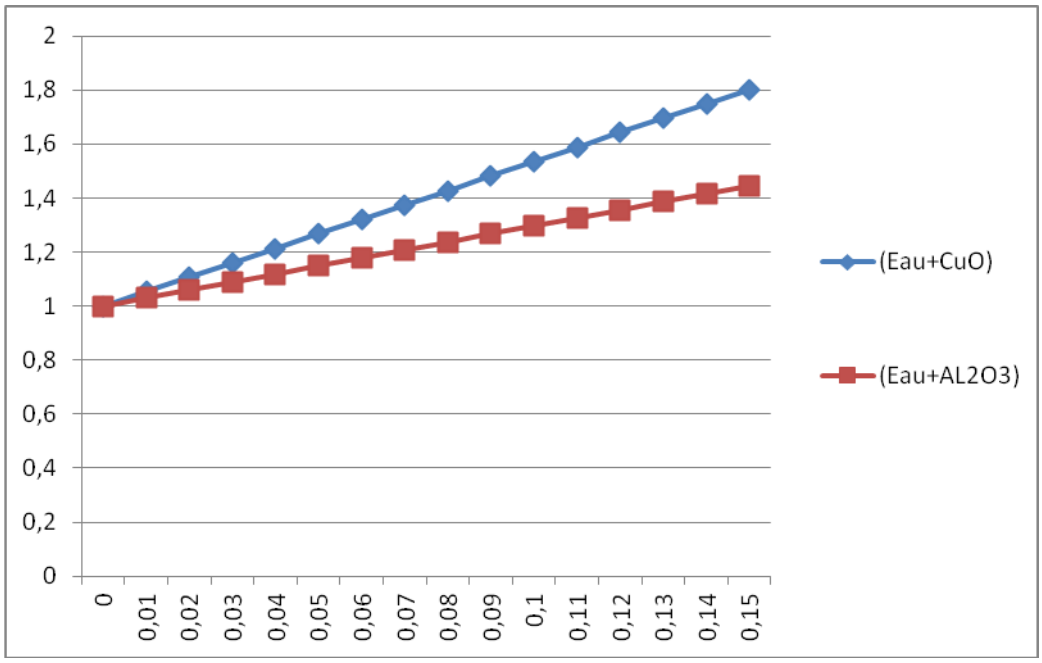


Figure I.2 : Variation de la masse volumique en fonction de la fraction volumique

Tableau I.1 : Rapport des masses volumiques des différentes nanfluides en fonction de la fraction volumique .

	$\frac{\rho nf}{\rho f}$	
$\varphi\%$	$(Eau + Cuo)$	(Eau+Al2O3)
0%	1	1
1%	1.0535	1.0297
2%	1.1070	1.0594
3%	1.1605	1.0891
4%	1.2140	1.1188
5%	1.2675	1.1485
6%	1.3210	1.1782
7%	1.3745	1.2079
8%	1.4280	1.2376
9%	1.4815	1.2673
10%	1.5350	1.297
11%	1.5885	1.3267
12%	1.6420	1.3564
13%	1.6955	1.3861
14%	1.7490	1.4158
15%	1.8025	1.4455

L'examen de cette figure montre que la masse volumique du nanofluide croît quand la fraction des nanoparticule augmente. De plus la masse volumique du nanofluide à base de CuO est supérieur par rapport à celle du nanofluide à base de Al_2O_3

I .4.3 capacité thermique

La capacité thermique volumique ou chaleur volumique d'un matériau est sa capacité à emmagasiner la chaleur par rapport à son volume. C'est le produit thermique massique est noté directement (ρ c_p) en exprimé par [j/ m^3.K] **[8].** L'expression de la capacité thermique est déduite à partir de l'équation de l'énergie thermique ci-dessous:

$$Q = \rho Cp \mathrm{V} \Delta T \tag{1.4}$$

D'après l'équation (1.4) on obtient:

$$(\rho Cp)_{nf} = \frac{Q_{nf}}{V_{nf}\,\Delta T} = \frac{(\rho Cp)_{nf} \times V_p \times \Delta T + (\rho Cp)_f \times V_f \times \Delta T}{(V_p + V_f)\,\Delta T} \tag{1.5}$$

$$(\rho Cp)_{nf=}(\rho Cp)_p \varphi + (1-\varphi)(\rho Cp)_f \tag{1.6}$$

En déterminé la chaleur spécifique Cp :

$$(Cp)_{nf} = (1-\varphi)(Cp)_f + \varphi (Cp)_p \tag{1.7}$$

L'équation (1.8) **[9]** est aussi présentée par PAK et CHO **[7].**

Les indices P et f désignent respectivement particules solides et le fluide de basse

Sur la figure I.3 et tableau 1.2 sont présentés les résultats de la corrélation 1.8 relatifs à la variation de la capacité thermique des nanofluides à base de CuO et Al_2O_3 en fonction de la fraction des nanoparticule. L'analyse de ces données indique que la capacité thermique des nanofluides décroît avec l'augmentation de la concentration des nanoparticule. Cependant , l'influence du type de nanoparticule sur la capacité thermique du nanofluide est très légère voir même négligeable surtout quand le nanofluide est moins chargé

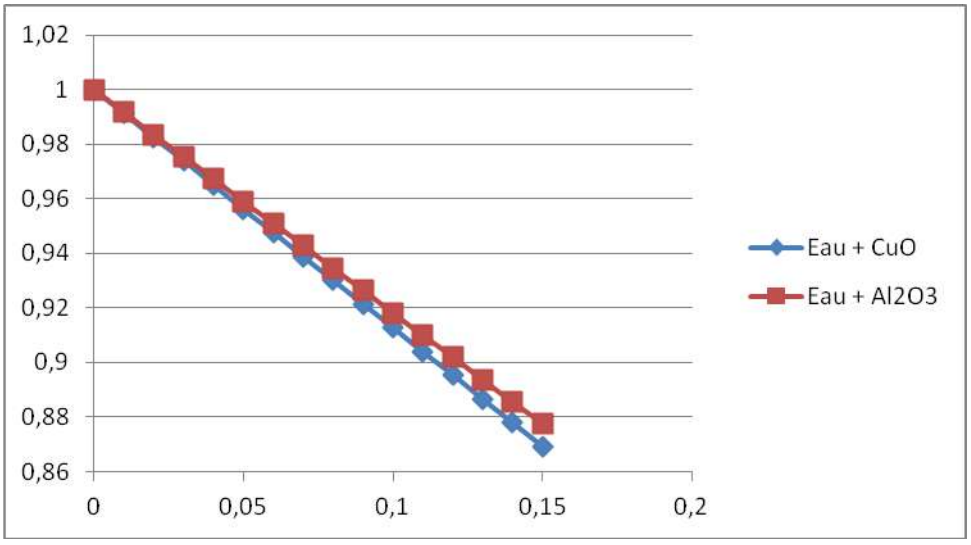


Figure I.3 : Variation des chaleurs spécifiques des différentes nano fluides en fonction de la fraction volumique

Tableau I.2 : Rapport des chaleurs spécifiques des différentes nano fluides en fonction de la fraction volumique

	$\frac{(Cp)_{nf}}{(Cp)_f}$	
$\varphi\%$	$(Eau + Cuo)$	(Eau+Al2O3)
0%	1	1
1%	0,9912	0,9918
2%	0,9825	0,9836
3%	0,9738	0,9754
4%	0,9651	0,9673
5%	0,9563	0,9591
6%	0,9476	0,9509
7%	0,9389	0,9428
8%	0,9302	0,9346
9%	0,9215	0,9264
10%	0,9127	0,9182
11%	0,904	0,9101
12%	0,8953	0,9019
13%	0,8866	0,8937
14%	0,8779	0,8856
15%	0,8691	0,8774

I.5.4 viscosité

La viscosité $\boldsymbol{\mu}$ est une propriété d'un fluide due à la cohésion et à l'interaction entre les molécules qui présentent une résistance aux déformations **[10].** Les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement. La viscosité est définie par la relation de Newton :

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} \qquad (1.8)$$

Avec :

τ : La contrainte de cisaillement,

μ : La viscosité dynamique,

dv/dy : Le taux de cisaillement.

La viscosité des nanofluides est une propriétés très sensible et difficile à déterminer car elle dépend de plusieurs paramètre tel que (: a température, la fraction volumique, la taille et la forme des particules, la méthode de dissipation et vitesse de cisaillement etc..),

C'est pourquoi dans la littérature on trouve plus de 22 expressions exprimant la viscosité en fonctions des paramètres opératoires (pour plus de détail voir la référence [**11]).** Malheureusement, aucune de ces expressions est capable de prédire la valeur exacte de la viscosité du nanofluide. **[11]**

Toute fois, parmi ces expressions nous retiendrons trois expressions les plus utilisés dans la littérature il s'agit :

- **Relations d'Einstein**

EINSTEIN EN1906 a proposé une équation pour la détermination de la viscosité de suspension diluée contenant des particules solide sphérique à faible concentration volumique dans un fluide newtonienne[7] :

$$\mu_{nf} = \mu_f(2.5\varphi + 1) = \frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = (2.5\varphi + 1) \qquad (1.9)$$

Cette loi est valable pour φ<0.02 **[11]**

- **Relations de Brinkman**

BRINKMAN en 1952, proposa une équation empirique pour une concentration volumique inférieure à 4 % qui s'exprime **[11]** :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = (1-\varphi)^{-2.5} \qquad (1.11)$$

- **Relations de Batchlor**

BATCHELOR en 1972 a modifié l'équation d'Einstein en introduisant l'effet de mouvement brownien qui s'exprime par **[11]:**

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = (6.5\varphi^2 + 2.5\varphi + 1) \qquad (1.12)$$

Sur les figures I.4 et I.5 et tableau I.3 et I.4 sont présentés les valeurs de la viscosité de nanofluide respectivement à base de CuO et Al_2O_3 en fonction de la concentration de nanoparticules évaluées à partir des corrélations de Brinkman et Batchelor. L'analyse de ces figures et données montre que les deux corrélations aboutissent au même résultat c'est à dire il

n'existe pas de différence entre les deux corrélations en terme de valeur de viscosité. Cependant l'ajout des nanoparticule entraine l'augmentation de la viscosité. Il est important de mentionner aussi que le type de nanoparticule n'influe pas sur la valeur de la viscosité de nanofluide.

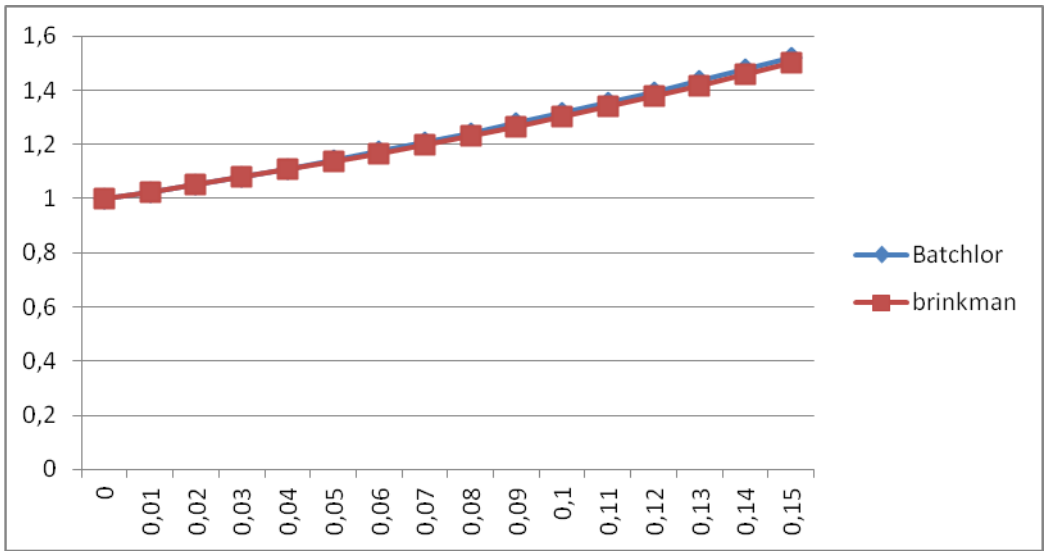


Figure I. 4: Variation de la viscosité en fonction de la fraction volumique

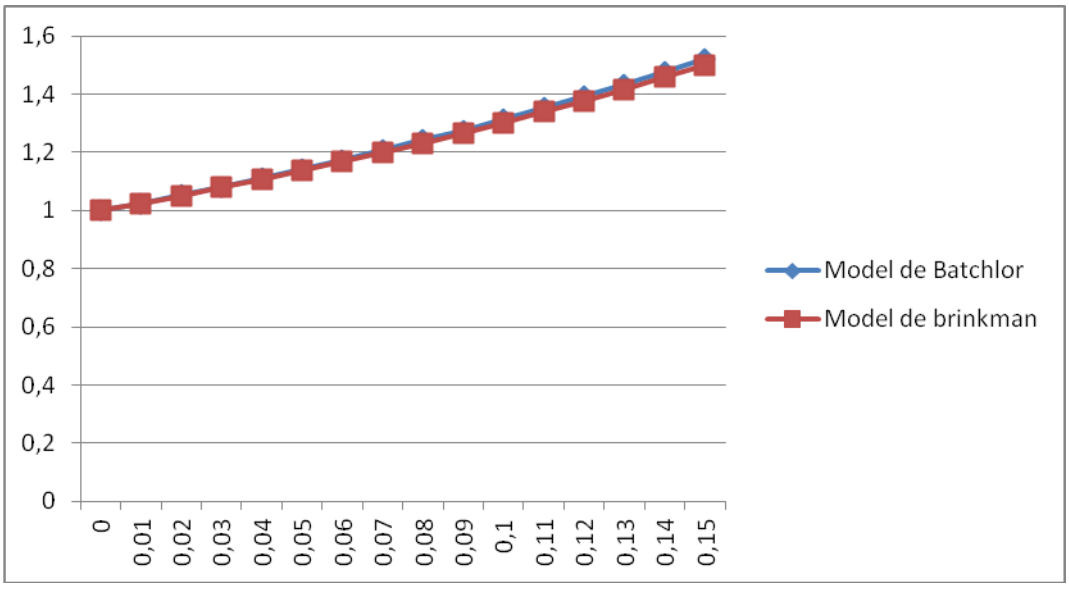


Figure I.5 : Variation de la viscosité en fonction de la fraction volumique.

Tableau I.3 : Rapport de viscosité dynamique de nanofluide (Eau+Al_2O_3) en fonction de la fraction volumique

	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}$	
φ	Model de brinkman	Model de Batchlor
0	1	1
0.01	1,0256	1,0255
0.02	1,0526	1,0518
0.03	1,0808	1,0792
0.04	1,1104	1,1075
0.05	1,1412	1,1368
0.06	1,1734	1,1674
0.07	1,2068	1,199
0.08	1,2416	1,2318
0.09	1,2776	1,2659
0.1	1,315	1,3014
0.11	1,3536	1,3383
0.12	1,3936	1,3766
0.13	1,4348	1,4166
0.14	1,4774	1,4581
0.15	1,5221	1,5012

Tableau I.4 : Rapport de viscosité dynamique de nanofluide (Eau+CuO) en fonction de la fraction volumique

	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}$	
φ	Model de brinkman	Model de Batchlor
0	1	1
0.01	1,0256	1,0254
0.02	1,0526	1,0518
0.03	1,0808	1,0791
0.04	1,1104	1,1074
0.05	1,1412	1,1368
0.06	1,1734	1,1672
0.07	1,2068	1,1989
0.08	1,2416	1,2317
0.09	1,2726	1,2658
0.1	1,315	1,3013
0.11	1,3536	1,3388
0.12	1,3936	1,3766
0.13	1,4348	1,4164
0.14	1,4774	1,4579
0.15	1,5212	1,5012

I .5.5 Conductivité thermique

La conductivité thermique est une propriété importante, parce qu'elle a un rôle potentiel dans le phénomène de transfert de chaleur et elle peut clairement indiquer l'efficacité du transfert de chaleur du fluide. Elle varie en fonction de la température et aussi avec la fraction volumique des nanoparticules. Plusieurs corrélations sont proposées dans la littérature pour l'évaluation de la conductivité thermique des nanofluides les plus corantes sont les suivantes **[6] :**

- **Modèle de Maxwell (1873)**

Maxwell à calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanofluide, mais il est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques, cette condition est considérer comme un point négative pour Maxwell, donc pour l'utilisation de ce modèle on est obligée de considérer seulement les nanoparticules du forme sphériques.

Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivant :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p+2k_f-2\varphi(k_f-k_p)}{k_p+2k_f+\varphi(k_f-k_p)} \quad (1.13)$$

Avec :

k_{nf}: La conductivité thermique du nanofluide.

k_f: La conductivité thermique du fluide de base.

k_pLa conductivité thermique de la particule solide. **[6]**

- **Modèle de Hamilton et Crosser (1962)**

Le Modèle de Hamilton et Crosser est une extension du modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'est valable que dans le cas des particules sphériques. Le Modèle de Hamilton et Crosser concerne les particules quel que soit leurs forme et il a été développé en employant la notion du facteur géométrique appelée la sphéricité (ψ). Ce facteur est définit comme le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule.

Alors La conductivité thermique s'xprime comme suit:

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p+(n-1)k_f-(n-1)(k_f-k_p)\varphi}{k_p+(n-1)k_f+\varphi(k_f-k_p)} \quad (1.14)$$

Avec : n=$\frac{3}{\Psi}$: Facteur de forme empirique (n=3 pour les particules sphériques et n=6 pour les particules cylindriques). **[6]**

- **Modèle de Yu et Choi**

Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparées par une couche nanométrique, cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules.

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p+2k_f-2(1+\beta)^3(k_f-k_p)\varphi}{k_p+2k_f+(1+\beta)^3(k_f-k_p)\varphi} \quad (1.15)$$

β: Rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

Sur les figures I.6 et I.7 et tableau I.5 et I.6 sont présentés les valeurs de la conductivité thermique de nanofluide à base de CuO et Al_2O_3 respectivement en fonction de la concentration de nanoparticules calculer à partir du modèle de Maxwelle et du modèle de Hamilton et Crosser. L'examen de ces figures et des données montre que l'ajout des nanoparticule entraine l'augmentation de la conductivité thermique des nanofluide. Ce pendant, la valeur de la conductivité thermique est dépendante du modèle.

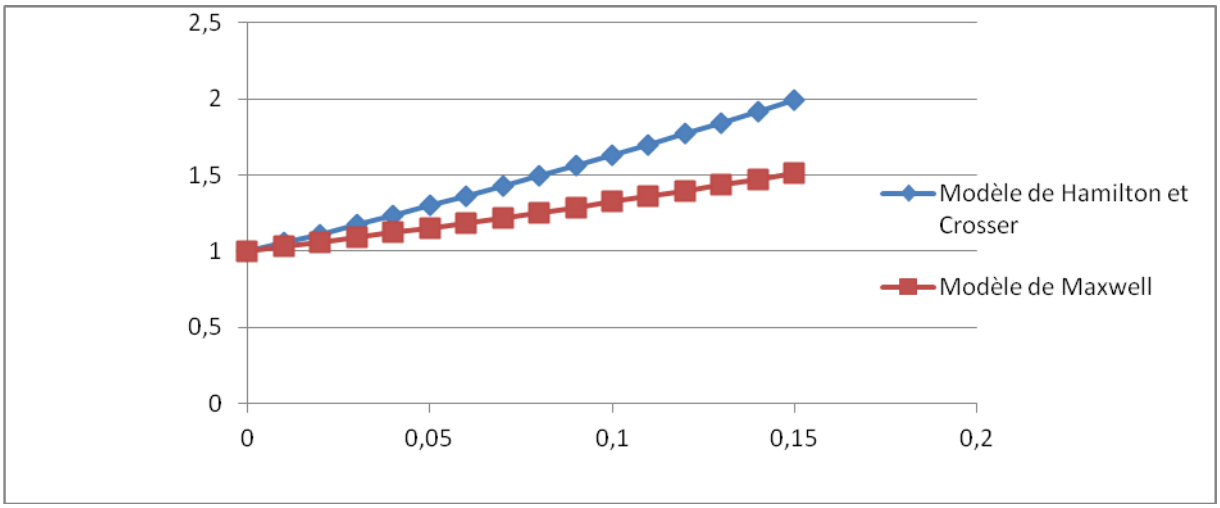


Figure I.6: Variation de la conductivité thermique de nanofluide à base CuO en fonction de la fraction volumique

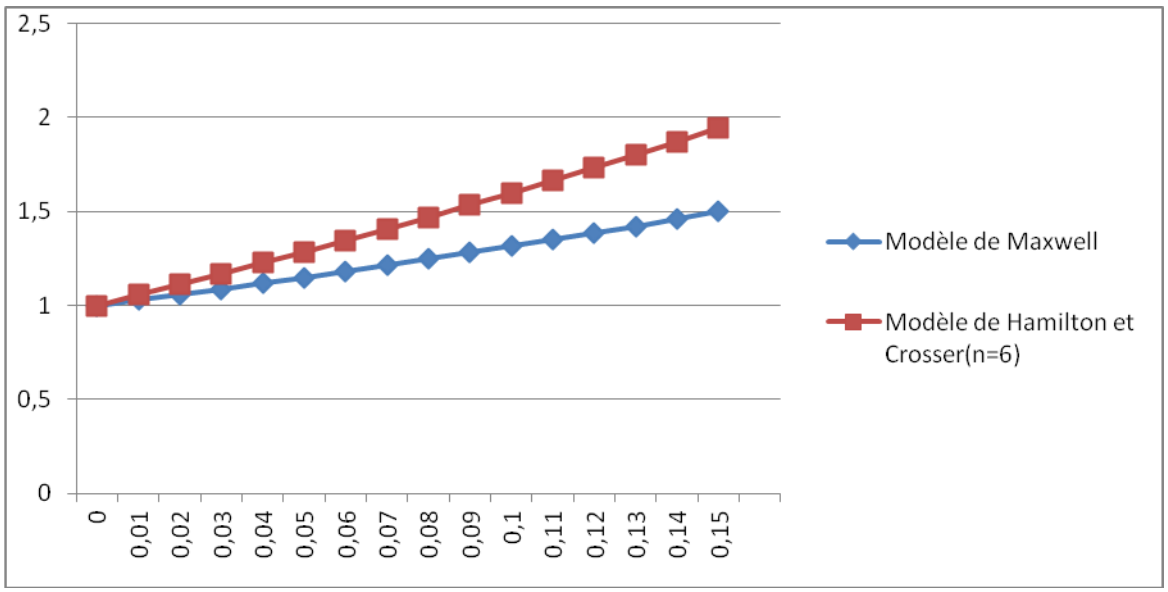


Figure I.7 : Variation de la conductivité thermique nano fluide à base de Al_2O_3en fonction de la fraction volumique

Tableau I.5 : Rapport de conductivité thermique de nanofluide (Eau+CuO) en fonction de la fraction volumique

	$\frac{k_{nf}}{k_f}$	
φ	Modèle de Hamilton et Crosser(n=6)	Modèle de Maxwell
0	1	1
0.01	1,0574	1,0295
0.02	1,1113	1,0595
0.03	1,1758	1,0902
0.04	1,2367	1,1215
0.05	1,2988	1,1535
0.06	1,3622	1,1861
0.07	1,4269	1,2194
0.08	1,4929	1,2534
0.09	1,5602	1,2881
0.1	1,629	1,3236
0.11	1,6993	1,3599
0.12	1,7755	1,3969
0.13	1,8443	1,4348
0.14	1,9192	1,4735
0.15	1,9958	1,5131

Tableau I. 6: Rapport de la conductivité thermique de nanofluide (Eau+AL2O3) en fonction de la fraction volumique

	$\frac{k_{nf}}{k_f}$	
φ	Modèle de Hamilton et Crosser(n=6)	Modèle de Maxwell
0	1	1
0.01	1.0548	1.0287
0.02	1.1107	1.0581
0.03	1.1676	1.0880
0.04	1.2255	1.1185
0.05	1.2846	1.1497
0.06	1.3448	1.1814
0.07	1.4062	1.2138
0.08	1.4687	1.2469
0.09	1.5325	1.2806
0.1	1.5976	1.3151
0.11	1.6640	1.3503
0.12	1.7317	1.3862
0.13	1.8008	1.4230
0.14	1.8714	1.4605
0.15	1.9434	1.4989

I .5.Conclusion

Dans ce chapitre un aperçu général sur les nanofluides a été présenté notamment les techniques couramment utilisés pour la préparation de ce type de fluide et aussi un exposé détaillé sur les propriétés de transports des nanofluides. Ces propriétés sont très importantes pour la modélisation de la convection appliquée à la dissipation de la chaleur.

CHAPITRE II: LE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION forcée AVEC LES NANOFLUIDES

II. 1. Introduction

La dissipation de la chaleur à partir d'une paroi d'un système est assurée par le rafraichissement de cette dernière par un fluide généralement en écoulement turbulent ce qu'on appelle la convection forcée en régime turbulent. C'est pourquoi dans cette partie on présentera ce phénomène de transport et les équations régissant le phénomène de la convection par nanofluide dans les conduites (écoulement interne).

II .2.Transfert de chaleur par convection

Il est généralement connu que le mécanisme de transfert de chaleur par convection est très complexe car il fait intervenir à la fois la conduction, l'accumulation de la chaleur et le mouvement de fluide. Le flux de chaleur par convection s'exprime par la loi de newton:

$$q = hs(T_P - T_\infty)$$

Avec :

h : Désigne le coefficient de transfert thermique par convection.

s : Désigne la surface d'échange

T_P : Désigne les températures de la paroi.

T_∞ : Désignent la température du fluide loin de la paroi.

L'équation de Newton parait très simple alors ce n'est pas le cas car la difficulté réside quant à la détermination du coefficient convectif (h) qui est un paramètre complexe dépend des propriétés thermique du milieu et de la nature et la géométrie de l'écoulement.

On distingue deux types de convection: Convection naturelle et forcée.

II .2.1 La convection naturelle (ou libre)

Les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température et/ou par des gradients de composition.[13]

II .2.2 La convection forcée

Le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur…). [13]. La convection forcée est rencontrée très souvent en pratique dans les échangeurs de chaleur de tous genres. La convection est utilisée aussi dans d'autre application par exemple pour le refroidissement des centrales nucléaires, la récupération de chaleur dans les collecteurs solaires, la circulation des liquides cryogéniques dans les systèmes de refroidissement de machines thermiques. [14]

II .2.3 Coefficient d'échange convectif

Pour quantifier le flux de chaleur échangé entre la paroi du tube et le fluide en écoulement il est très important de connaître préalablement le coefficient d'échange de chaleur par convection h. Ce coefficient s'exprime par la relation ci-après **[15]**:

$$h = \frac{-k(\frac{\partial T}{\partial y})_p}{(T_p - T_\infty)}$$

k: Désigne la conductivité thermique du fluide.

$(\frac{\partial T}{\partial y})_p$ **:** Le gradient de température dans la couche limite à la paroi

Le coefficient de convection thermique ne constitue pas une constante absolue, mais dépend de très nombreux facteurs tels que :

- les caractéristiques du fluide: coefficient de conduction, chaleur spécifique, masse volumique, viscosité, vitesse, température,
- la nature de l'écoulement: turbulent ou laminaire,
- les caractéristiques de la charge: forme, température, ...
- la position respective du fluide et de la charge: angle d'attaque de la charge par le fluide.

II .3. Etablissement des écoulement dans les conduite

II. 3.1Régimes d'écoulement

La connaissance du régime d'écoulement d'un fluide est un point clé en génie des procédés, car il a une influence sur la plupart des phénomènes, en particulier les transferts de chaleur, de matière, les pertes de charges etc...

Trois grands régimes d'écoulement ont été définis par Reynolds (1883) :

- L'écoulement laminaire **A** : écoulement rectiligne, le fluide s'écoule en filets parallèles à l'axe de la conduite, sans mélange.
- L'écoulement intermédiaire **B** : l'écoulement est plus ou moins rectiligne, avec un peu de mélange (petits tourbillons).
- L'écoulement turbulent **C** : l'écoulement se fait avec de grands tourbillons, avec un mélange important.

Le régime d'écoulement dépend du débit de fluide, du diamètre de la conduite et des propriétés du fluide. Il est déterminé grâce au nombre de Reynolds, défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$$

dans le cas d'un écoulement dans une conduite cylindrique :

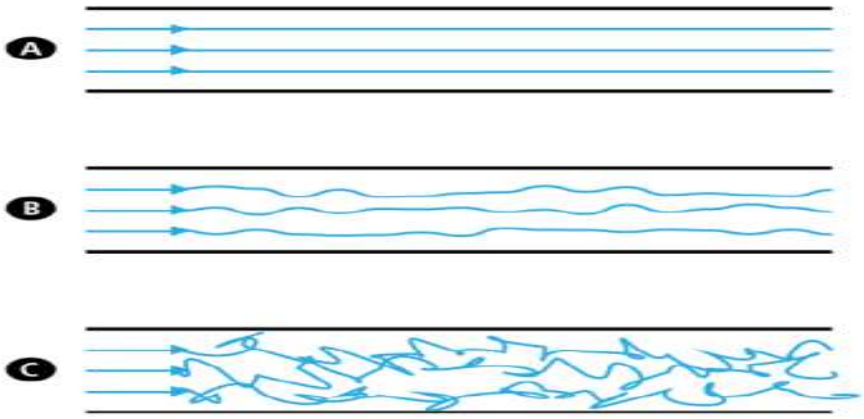


Figure II.1: Régime d'écoulement, A : écoulement laminaire B : écoulement transitoire

- Re : nombre de Reynolds (sans dimension)
- ρ : masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

u : vitesse moyenne du fluide ($m.s^{-1}$)

D : diamètre de la conduite (m)

μ : viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

ν : viscosité cinématique du fluide ($m^2.s^{-1}$)

- Pour Re<2000, l'écoulement est laminaire.
- Pour 2000<Re<10000, l'écoulement est intermédiaire.
- Pour Re>10000, l'écoulement est turbulent.

Les valeurs limite du nombre de Reynolds de 2000 et 3000 définissant les différents régimes d'écoulement sont celles que l'on adopte généralement, mais ces valeurs ne sont pas strictes. On peut trouver dans la littérature des valeurs différentes suivant les sources et

auteurs. Pour la limite entre écoulement laminaire et intermédiaire, les valeurs sont assez proches : autour de 2000-2100. En revanche, pour la limite entre écoulement intermédiaire et turbulent, des valeurs très différentes peuvent être indiquées : les valeurs de 3000, 4000 ou 10000 sont souvent retrouvées.

II .3.2 Caractéristique de régime laminaire et turbulent

II .3.2.1 Régime laminaire

En régime laminaire correspondant aux faibles valeurs de Reynolds, l'écoulement est caractérisé par **[17]**:

- Une distribution de vitesse parabolique
- Les couches glissent les unes par rapport aux autres
- Les couches du fluide ne se mélangent pas

Dans l'écoulement laminaire les forces de frottement dû à la viscosité sont dominantes

II. 3.2.2 Régime turbulent

A partir de certaines valeurs correspondant aux valeurs de Reynolds critique, les phénomènes suivants sont observés **[17]** :

- Apparition de tourbillons
- La vitesse des particules fluides ne sont pas uniforme
- Les particules se déplacent dans toutes les directions
- La diffusion transversale est importante

Dans ce type d'écoulement c'est les tourbillons qui transportent la masse et la chaleur à travers les couches du fluide.

II. 3.3 Notion de la couche limite

Quand un fluide à la température T∞ s'écoule à la vitesse U∞ le long d'une paroi les phénomènes de la couche limite apparaissent au voisinage de la paroi comme le montre la figure II.1

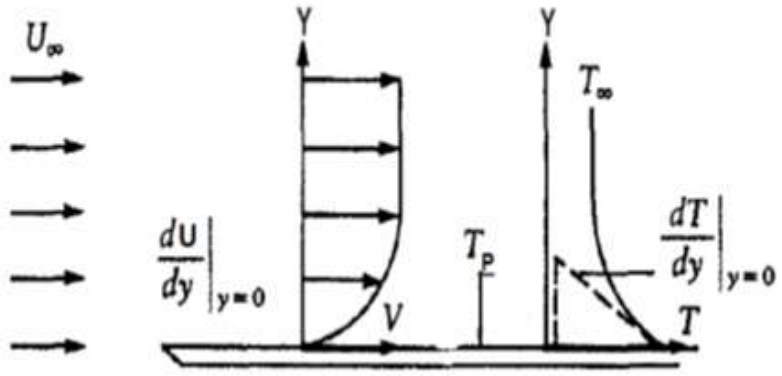


Figure II.2 : Couche limite hydrodynamique et thermique

Le terme « couche limite » a été introduit en 1904 par Ludwig Prandtl [14]. On distingue deux types de couche limite : couche limite hydrodynamique et couche limite thermique

II .3.3.1 Couche limite hydrodynamique

La couche limite hydrodynamique est une couche de fluide dans laquelle apparait un gradient de vitesses et de contraintes de cisaillement. Le paramètre qui caractérise cette couche est le coefficient de frottement qui s'exprime par la relation suivante **[14]:**

$$C_f = \frac{2\tau}{\rho\, u^2}$$

Avec :

C_f: Le coefficient de frottement

τ : Le contrainte de cisaillement

ρ: La masse volumique

U : la vitesse moyen de l'écoulement.

II .3.3.2 Couche limite thermique

La couche limite thermique est une région de l'espace proche de la paroi au sien de laquelle sont observés les gradients de température. La couche limite thermique ne se développera que si la température du fluide et celle de la surface sont différentes. Le paramètre qui caractérise cette couche est le coefficient d'échange thermique par convection **[14]** (voir relation II.2).

II .4. Modélisation mathématique d'un écoulement convectif

Les équations de la convection sont établies à partir des bilans de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sur un élément de volume dans la couche limite. Ces équations sont nommées comme suit:

- L'équation de conservation de la mase
- L'équation de conservation de la quantité de mouvement est connu populairement l'équation de Navier-Stokes
- L'équation de Conservation d'Energie

La formulation de ces équations dépende du type de régime d'écoulement

II .4.1 Equations de la convection en régime laminaire

Dans le cas d'un écoulement bidimensionnel en régime laminaire, fluide incompressible et newtonienne les équations s'expriment par [18]:

L'équation de conservation de la mase :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right)=-\frac{dp}{dx}+\mu\frac{\partial^2 x}{\partial y}$$

L'équation Conservation de l'Energie :

$$\rho Cp\left(\mu\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}\right)=\lambda(\frac{\partial^2 T}{\partial y}+\frac{\partial^2 T}{\partial y})$$

II .4.2Equations de la convection en régime turbulent

Le transfert thermique en régime turbulent est un phénomène très complexe à étudier. En effet, dans un écoulement turbulent les forces d'inertie l'emportent sur les forces de viscosité au niveau de la couche limite ce qui provoque l'apparition des fluctuations de vitesse, de température et de pression autour d'une valeur moyenne qui s'expriment par [18]:

$$u=u'+\bar{u} \quad , \quad v=v'+\bar{v}$$

$$P=P'+\bar{P} \quad , \quad T=T'+\bar{T}$$

Dans ces conditions les équation de la convection en coordonnées cartésiennes, fluide incompressible et newtonienne s'expriment par [18]:

L'équation de conservation de la mase :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}=0$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho\left(\bar{u}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}+\bar{u}\frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right)=-\frac{\partial\bar{p}}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}-\rho\overline{v'u'}\right)$$

L'équation Conservation de l'Energie :

$$\rho Cp\left(\frac{\bar{u}(\partial T)}{\partial x}+\frac{\bar{v}(\partial\bar{T})}{\partial y}\right)=-\frac{\partial}{\partial y}\left(-\lambda\frac{\partial\bar{T}}{\partial y}+\rho Cp\overline{v'T'}\right)+\mu\left(\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial y}\right)^2$$

est à noter que les équations de la convection en régime laminaire sont similaires à celles du régime turbulent à l'exception de la contrainte de cisaillement turbulent τ_t et du flux de chaleur turbulent q_t qui sont données par les relations ci-dessous.[18]

$$\tau t=-\rho\overline{v'u'}=ut\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}$$

$$qt=\rho Cp\,\overline{v'T'}$$

Malgré cette similarité il n'est pas facile de résoudre les équations de convection en régime turbulent. pour rendre cette équation soluble Prandtl propose une analogie entre la théorie cinétique des gaz et la turbulence. Par conséquent, il proposa une longueur de mélange qui est analogue au libre parcours moyen d'une particule dans de la théorie cinétique des gaz et a suggéré que **[18] :**

$$\mu_t=\rho l_m^2\left|\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}\right|$$

II .4.3 Corrélations empiriques de transfert thermique en convection forcée

Il a été montré par une analyse adimensionnelle et prouvé expérimentalement que le coefficient d'échange par convection forcée (h) représenté par le nombre de Nusselt, Nu, dépend du nombre de Reynolds et Prandlt. Les corrélations proposées dans la littérature pour des écoulements externes des fluides incompressible sur une plaque plane constituent généralement des variantes de la formule semi empirique suivante : **[15]**

$$\boldsymbol{N_u=AR_e^aP_r^b}$$

Avec :

A, a et b sont des constantes dépendant du régime d'écoulement et de la géométrie de l'obstacle et qui sont déterminées expérimentalement.

Par exemple dans le cas d'un fluide s'écoulant le long d'une plaque plane Nu s'exprime par les relations suivantes :

A) Régime Laminaire :

$$N_u=0.66Re^{1/2}Pr^{1/3}$$

B) Régime Turbulent :

$$N_u = 0.036 Pr^{1/3} [Re^{0.8} - 23200]$$

Dans le tableau II-1 sont regroupés les nombres adimensionnels utilisés dans La convection forcée ainsi que leurs significations :

Tableau II. 1 : nombres adimensionnels utilisés dans la convection forcée et leurs significations [19]

Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{hl}{\lambda}$	h **:** coefficient de convection l**:** longueur caractéristique λ **:** conductivité thermique du fluide.	**(Nu)** traduit la quantité de l'échange thermique : une augmentation de ce nombre traduit une contribution importante de l'écoulement sur l'échange de chaleur avec la paroi
Nombre de Prandlt	$Pr = \frac{v}{\alpha}$	v**:** viscosité cinématique α : diffusivité thermique du fluide	**(Pr)** compare l'aptitude du fluide à diffuser la quantité de mouvement par la biaise de sa viscosité a son aptitude à diffuser la chaleur par la biaise de sa diffusivité thermique
Nombre de Reynolds	$Re = \frac{UD}{v}$	U **:** la vitesse moyenne de l'écoulement D **:** Diamètre de la conduite v **:** la viscosité cinématique du fluide	Le nombre de Reynolds **(Re)** représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses,Ce nombre sans dimension.

II .5. Convection dans les nanofluides

Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre, les nanofluides sont des particules de taille nanométrique en suspension dans un liquide. Il a été montré que ce type de fluide est très efficace dans le transfert thermique permettant ainsi d'améliorer les performances des échangeurs de chaleurs dans des applications industrielles **[18].** En effet les particules en suspension ont une capacité d'absorber la chaleur et par conséquent améliore l'échange thermique de façon considérable et efficace. A cet effet ce type de fluide a attiré l'intention de plusieurs chercheurs dans le domaine d'engineering pour les applications thermiques.

La modélisation de la convection dans les nanofluides est très complexe et d'intenses investigations dans ces dernières années ont été lancées pour l'identification la compréhension des phénomènes hydrodynamique et thermique de la suspension. Plusieurs approches mathématiques ont été proposées pour décrire le comportement hydrodynamique et thermique des nanofluides la plus populaire est l'approche Eulérienne qui consiste à considérer toute la suspension comme étant un seul fluide ayant des propriétés thermiques et rhéologiques comprise entre les propriétés du fluide de base et les particules **[18].** C'est pourquoi, les équations de la convection que ce soit en régime laminaire ou en régime turbulent sont maintenues. Pour l'évaluation de la masse volumique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique des nanofluides des corrélations sont utilisés à cet effet. Une analyse complète des équations de la convection dans le cas de nanofluide sont proposées en détail dans la référence **[18]**

II .5. Convection forcée dans des conduites

La convection à l'intérieur des tubes intervient dans la plus part des procédés industriel où intervient le transfert de chaleur et le transfert de masse on cite par exemples dans les chaudières, les échangeurs de chaleurs, la réfrigération et le conditionnement d'air.

II .5.1 Spécificité des écoulements Internes

Quand un fluide initialement à la vitesse uniforme entre dans une conduite il apparait deux zones d'écoulements comme le montre la figure II.2:

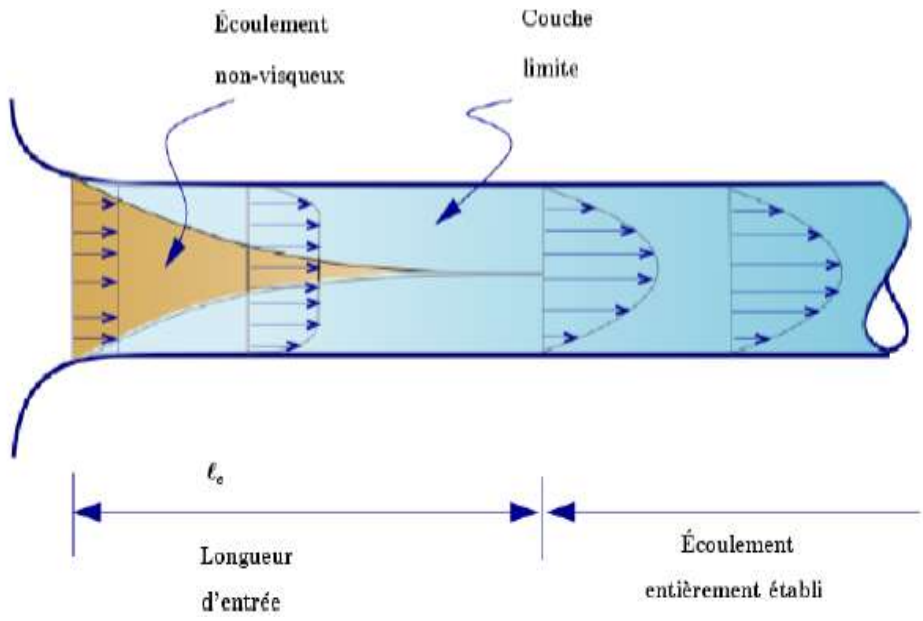


Figure II.3 : Profil de vitesse d'un fluide en écoulement dans un tube [20]

II .5.1.1 Zone d'écoulement non établit

Dans cette zone le phénomène de la couche limite se manifeste au niveau de la paroi jusqu'à certain point caractérisé par une longueur le. Les profils de vitesse du fluide n'est pas homogène et varie le long de la conduite. En effet, il apparait un profil de vitesse au voisinage de la paroi (dans la couche limite) et au voisinage du centre de la conduite la vitesse est constante.

II.1.2 Zone d'écoulement établit

Dans cette zone la couche limite interfère sur elle-même et apparait une nouvelle structure d'écoulement. Le profil de vitesse dans la zone établit dépendent du régime d'écoulement.

II .5.2 Aspects hydrodynamique et thermique en régime turbulent

La résolution des équations de la convection en régime turbulent dans une conduite est très complexe vu la spécificité de l'écoulement où il a été montré que dans la couche limite turbulente le champ de vitesse de fluide est composé de trois zones. En effet, la couche limite turbulente est composé d'une sous couche limite laminaire une couche tampon et une couche turbulente. Pour simplifier le calcul l'analogie de Reynolds a été employé qui stipule que le transfert de chaleur est dominant dans la couche turbulente, c'est-à-dire le transfert de chaleur est négligeable dans la sous couche limite laminaire et la couche tampon. En combinant le profil de vitesse du fluide déterminé expérimentalement et l'équation de la

conservation de l'énergie le profil radiale de vitesse, le coefficient de frottement, la perte de charge et le nombre de Nusselt ont été établit **[21].**

II .5.2.1 Profil de vitesse

Le profil de vitesse radiale du fluide dans la région développée en régime turbulent s'exprime par la relation suivante :

$$U= \overline{U}[1-\frac{r}{R}]^{1/7}$$

Où $\overline{U}$ désigne la vitesse moyenne du fluide.

Le profil de température change continuellement en raison du transfert de chaleur.

II .5.2.2 Le coefficient de frottement C_f

Le coefficient de frottement $C_f$est déterminé à partir des équations de Navier Stokes et s'exprime par :

$$C_f = \frac{0.079}{Re^{1/4}}$$

II .5.2.3Perte de charge dans la conduite

La perte de charge dans une conduite de longueur L s'exprime par la relation suivante :

$$\Delta P = 4C_f \rho \overline{U}^2 \frac{L}{2R}$$

II .5.2.4 Le nombre de Nusselt

Plusieurs corrélations du nombre de Nusselt sont proposées dans la littérature concernant les écoulements des liquides dans des tubes. Pour le calcul de transfert thermique la corrélation la plus utilisé dans le cas de refroidissement est la suivante :

$$N_u=0.023Re^{4/5}P_r^{1/3}$$

Cette corrélation est valable dans le cas des liquides en écoulement turbulent pour Re >6000 et 0.7 < Pr < 700

Pour un écoulement turbulent, on trouve dans la littérature une variété de corrélations qui aboutissent à la même équation dans laquelle des facteurs de type $(\frac{d}{L})^m$ et $(\frac{\mu}{\mu p})^n$.

II .6. Travaux antérieurs

Les propriétés de transports et le coefficient de transfert convectif des nanofluides ont fait l'objet d'investigation par de nombreux auteurs.

J. Garg et coll. **[22]** Ont étudié l'effet de nanoparticules de l'oxyde cuivre (CuO) dans l'éthylène glycol sur le transfert chaleur dans un écoulement interne. Le fluide s'écoule à l'intérieur d'un tube dont la paroi est maintenue à flux constant. En premier lieu, Ils ont mesuré expérimentalement la conductivité thermique et la viscosité dynamique de nanofluide en fonction de la concentration volumique des nanoparticules. Les résultats obtenues montrent que la conductivité thermique et la viscosité dynamique de nanofluide sont améliorés mais le taux d'amélioration de la viscosité et plus grand à celui de la conductivité thermique. Cette tendance influe sur l'efficacité thermique du nanofluide. En effet, les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la conductivité thermique de nanofuide ne se traduit pas sur l'efficacité thermique de refroidissement et cela en raison de l'augmentation importante de la viscosité. Pour tirer profil de l'augmentation de la conductivité thermique il faut augmenter le diamètre de la conduite et ce pour réduire l'effet opposant de la viscosité dynamique

Thierry Mara et coll. **[23]** ont étudié le transfert thermique d'un nano fluide composé d'oxyde d'aluminium Al2O3 dispersé dans l'eau s'écoulant dans un échangeur de chaleur en régime laminaire. Un dispositif expérimental a été employé pour la détermination du coefficient d'échange convectif du nanofluide (1% Al2O3) et de l'eau en fonction du nombre de Reynolds. La viscosité et la conductivité thermique des solutions ont été déterminées expérimentalement. Le résultat obtenu est reporté sur la figure II-3. Une amélioration de l'échange thermique de l'ordre de quatre pour une concentration de 1% de nanofluide par rapport à celui de l'eau pour un même nombre de Reynolds.

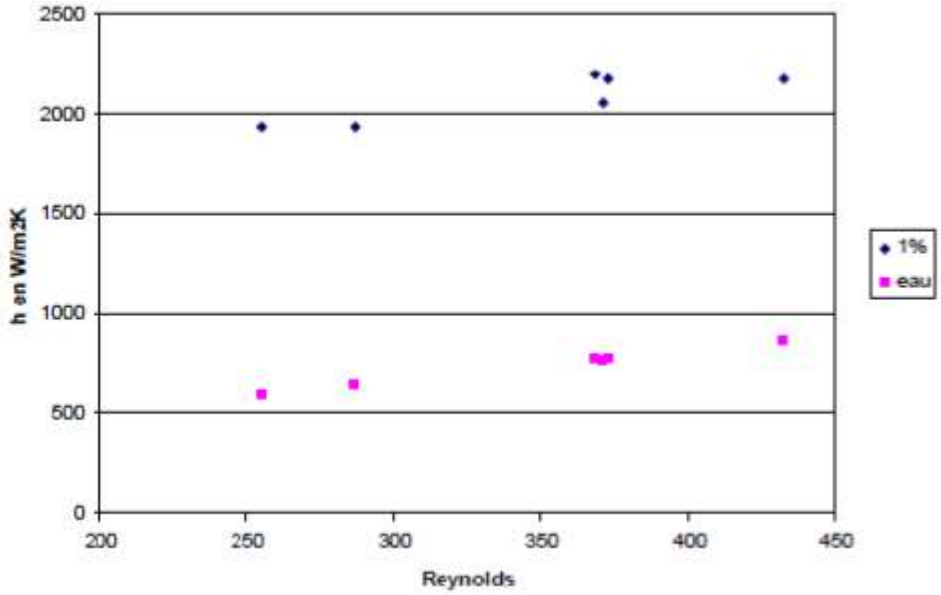


Figure II.4 :Évolution du coefficient h du nanofluide (1% Al2O3) et de l'eau en fonction du nombre de Reynolds [13]

F.Rashidi et coll, **[24]** ont étudié la convection forcée en régime laminaire de nanofluide composé de nanotubes de carbone en suspension dans de l'eau. A partir des mesures de température du fluide en écoulement ils ont pu évaluer le coefficient d'échange local le longde la conduite pour plusieurs nombre de Reynolds et différentes taux de concentration volumique des nanotubes. Les figures II mettent en évidence l'efficacité de nanofluide et sa concentration sur le transfert thermique comparant à l'eau. En effet, cette amélioration est due à l'augmentation de la conductivité thermique et aussi au mouvement brownien des nanoparticules près de la surface qui contribua à l'amélioration de l'échange thermique entre paroi et fluide.

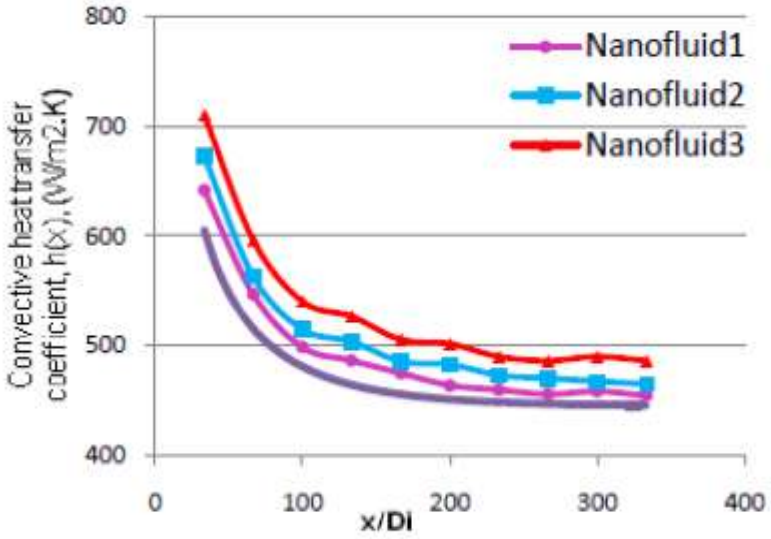
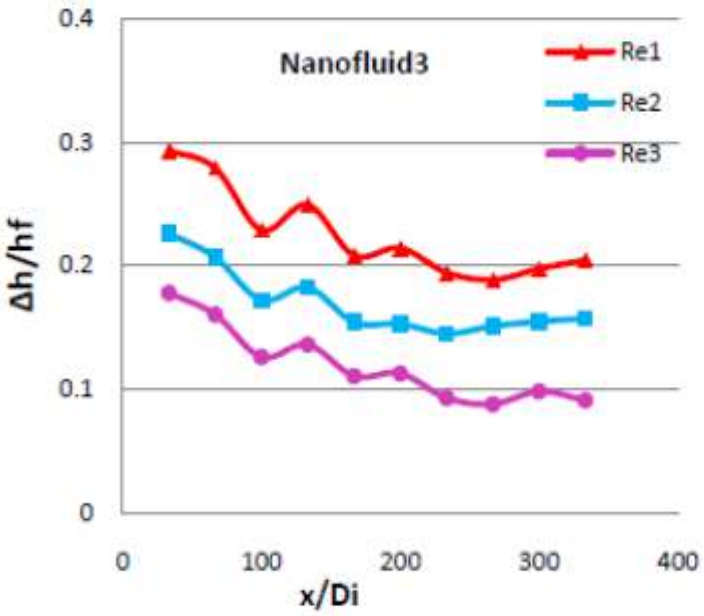


Figure II. 5 :évolution du coefficient h local le long de tube pour Re =472±10 [13]



FigureII.6 : Améliorations du coefficient convectif local le long du tube pour Re1 = 603, Re2 = 554 et Re3 = 472[13]

II .7. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les équations de la convection pour les nanofluides et la spécificité des écoulements dans des tubes,. Une étude bibliographique des travaux antérieurs sur les nanofluides qui nous parait très indicative pour notre étude a été présentée à la fin du chapitre.

CHAPITER III : SIMULATION AVEC LOGICIEL COMSOL MULTIPHISIQUES

III .1.Introduction

Ce chapitre est consacré a l'étude numérique de la convection forcée turbulente de nanofluide *CuO-eau* puis avec le nanofluide Al_2O_3-*eau* dans un tube circulaire. L'étude est bidimensionnel , l'écoulement est turbulent et considéré come axi-symétrique ,une température constante et uniformément imposée à la parois latérale du tube. La méthode des éléments finis est appliquée pour résoudre le problème et l'approche mono phasique a été adoptée pour analyser et évaluer et le phènomène de transfert convectif des nanofluides en écoulement. Les résultats obtenus sont présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et de taux de sicaillement en fonction de concentrations en nanoparticules, de nombre de Reynolds et de type de nanoparticules (Cuo,Al_2O_3).

III .2. Modélisation mathématique

La figure 1 montre la configuration géométrique considérée. Il se compose d'un tube circulaire en acier de longueur (L) de 1,5 et avec un rayon (R) égal à 0,1 m.

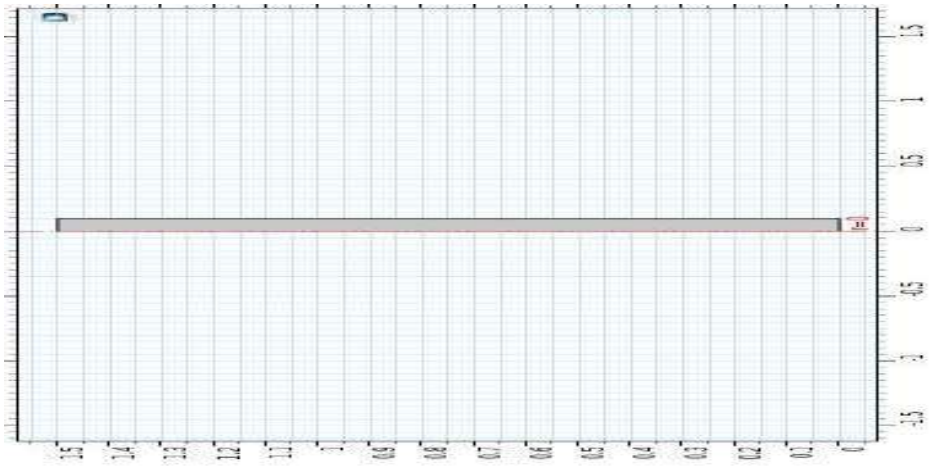


Figure III.1 : Schéma de la géométrie étudiée.

Le modèle de mélange à une seule phase est utilisé pour analyser le comportement dynamique et thermique des nanofluides considérés. Dans cette approche, les nanoparticules sont supposée en équilibre thermique avec le fuide de base. De ce fait, ce modèle traite le nanofluide comme un fluide homogène sur lequel sont appliqués les principes de conservation connus sauf qu'à la place des propriétés physique du fluide il s'agira de considérer les propriétés thermo- physiques du nanofluide. Ces dernières tiennent compte des propriétés des deux phases fluides et solides. **[25]**. Une seule phase a vecteur de vitesse commun dans un volume de contrôle donné, il y a une certaine fraction de nanoparticules(CuO,Al2O3) dans le fluide de base (ici c'est de l'eau).

Plusieurs questions sont posées sur le choix des corrélations appropries pour l'évaluation des propriétés thermo physiques et hydrodynamiques des nanofluides car l'utilisation de modèles classiques est discutable pour nanofluides. D'autre part, trop peu de données expérimentales sur des nanofluides sont disponibles pour construire de nouveaux modèles.

Pour cela, on a articulé sur notre travail évaluatif présenté dans le premier chapitre pour choisir les corrélations utilisée pour déterminer les proprietés des nanofluides, de manière à choisi celle qui nous donne la plus petite valeur de viscosité et d'autre qui nous donne les plus grandes valeurs de conductivité thermique.

Les corrélations choisis exprimant ;la viscosité, la masse volumique et la conductivité thermique respectivement sont les suivantes :

$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}$=1+2.5 φ .....(III.1)

$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_f + \varphi\rho_p$ ..... (III.2)

$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p+2k_f-2\varphi(k_f-k_p)}{k_p+2k_f+\varphi(k_f-k_p)}$.....(III.3)

La formulation la mathématique de problème étudie et les équations régissant sont bien décrits dans le chapitre précédent.

Dans cette étude, les propriétés thermo-physiques considérés pour le CuO**[26]** , l'Al_2O_3 et ceux de fluide de base sont résumés dans le tableau suivant:

Tableau III.2: Les propriétés thermo physiques des nanoparticules de CuO,d' Al_2O_3 et de l'eau à T=30°C

Proprietés	CuO	Al_2O_3	Eau
$C_p(J.kg^{-1}.K^{-1}$	385	765	4179
$\rho(kg.m^{-3})$	8933	3970	997.1
$k(W.m^{-1}.K^{-1}$	401	40	0.613
$\mu(Pa.s)$	-	-	$880.637*10^{-6}$

III .3.Méthode numérique et validation

Les équations de base régissant l'écoulement sont discrétisés et résolues par la méthode des éléments finis **[27]** adaptée par le code CFD (Comsol Multiphysics 5.4) **[28]** .Cette méthode est basée sur l'intégration spatiale des équations de conservation sur des éléments de contrôle finis, convertissant les équations différentielles régissant l'écoulement à un ensemble d'équations algébriques. Les équations algébriques "discrétisées" résultants de ce processus d'intégration spatiale ont été résolus séquentiellement dans tout le domaine physique pris en considération. Comsol Multiphysics 5.4 résoud les systèmes résultant de schémas de discrétisation utilisant une méthode numérique. les résidus résultants de

l'intégration des équations gouvernantes sont considérées comme des indicateurs de convergence.

De plus, les conditions limites d'entrée de l'eau ou des nanofluides ont été définies comme entrées de vitesse; de même, les sorties de pression ont été sélectionnées pour les conditions aux limites de la sortie. De plus, une température constante de 333.15 K a été appliquée sur les parois extérieures du tube. Le matériau du tube est en acier allié dont les propriétés physiques sont prises comme densité constante ρ= 7850 kg / m^3, chaleur spécifique Cp = 475 J / (kg K) et conductivité thermique k= 44.5 W / (m. K).

Trois maillages triangulaires de tailles différentes sont utilisés pour présenter la variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds , de but à tester l'indépendance de maillage aux calculs effectués. Toutes les tailles de maillage semblaient satisfaisant, mais dans cette étude, le maillage très fin qui est constitué de 55011 éléments de domaine et de 1659 éléments frontières a été adopté pour cette étude . comme indiqué dans la Figure III.2, le maillage choisi étaient le meilleure en terme de précision. La variation du facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds résultant de présente simulation a été comparés avec celui déterminé par l'équation de Blasius **[17]** Un bon accord entre les deux résultats a été observé.

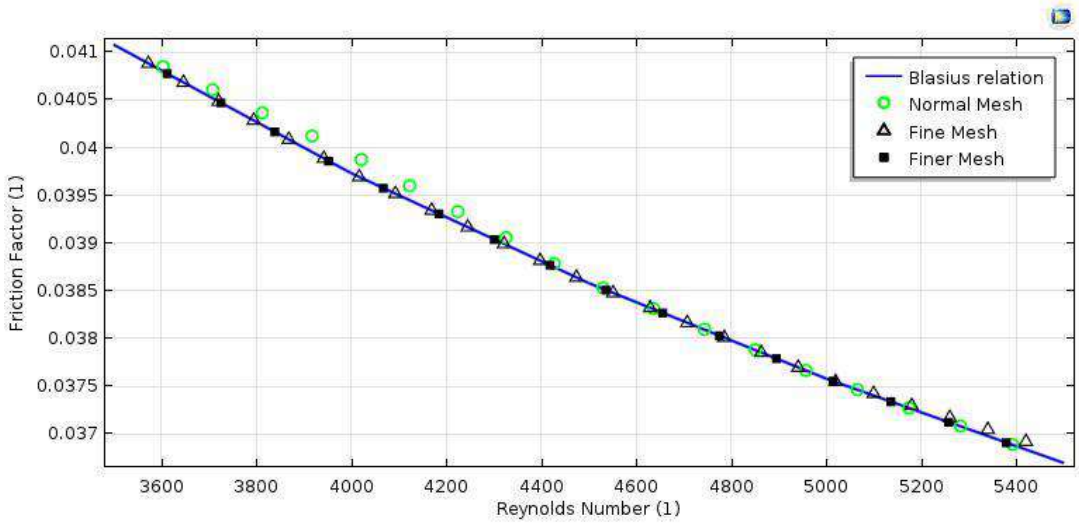


Figure III.2 : Test de maillage et validation de code de calcul

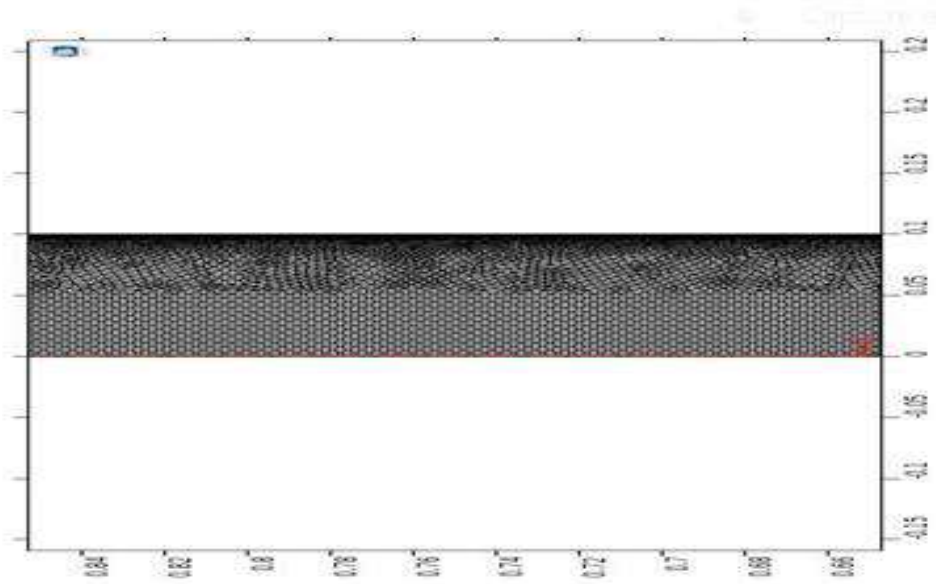


Figure III.3 : Maillage triangulaire fin.

III .4. Résultats et interprétation

III .4.1 Etude sur le nanofluide CuO-eau

III.4.1.1 Nombre de Nusselt moyen

Les figures suivantes présentent la variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynoldes et de la concentration volumique en nanoparticules dans le fluide de base.

L'examen de cette figure montre que le nombre de Nusselt est proportionnel au nombre de Reynolds et ce pour toutes valeurs de la fraction volumique de nanofluide. L'influence du nombre de Reynolds sur l'augmentation du taux de transfert de chaleur est observé clairement si on suivit la variation du nombre de Nusselt à différentes valeurs de Nombre de Reynolds (vitesses différentes) pour le fluide de base uniquement (eau). à titre exemple : avec une augmentation du nombre de Reynolds de 3600 à 5200, le nombre de Nusselt moyen s'améliore de 35.71 % sans l'ajout des nanoparticule (eau pure).

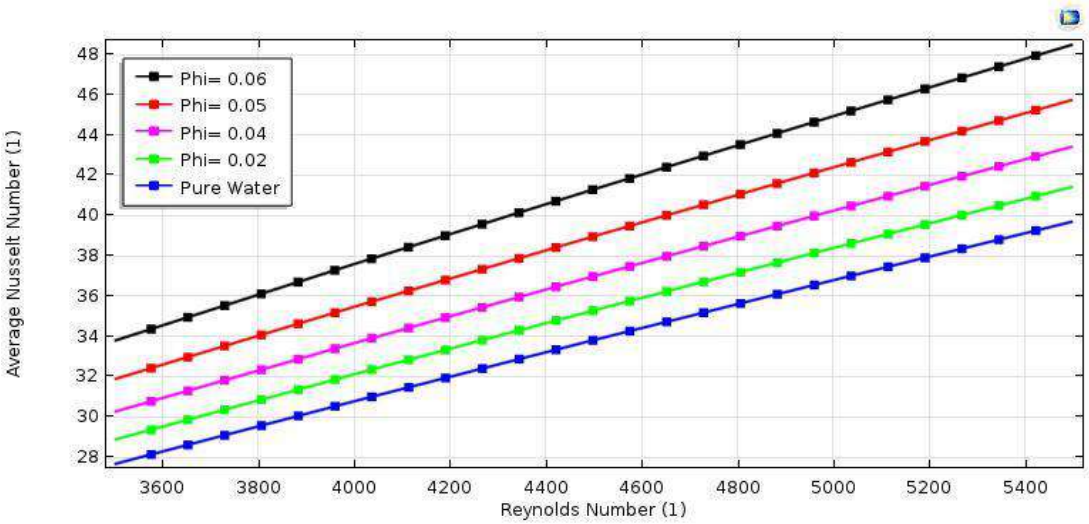


Figure III.4 : Nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds pour differentes concentrations en nanoparticues CuO

Les résultats correspondants pour l'utilisation des nanofluide sont présentés dans Figure III.5 L'influence générale du nombre de Reynolds est la même, mais il est évident que le nombre de Nusselt du fluide de base est inférieur à celui de nanofluide. Le taux des nanoparticule dans la solution aqueuse améliore le transfert convectif. Ce résultat est en accord avec les résultats de la littérature car les nanoparticules ont tendance d'améliorer la conductivité du fluide se qui se traduit directement sur le flux de chaleur. Une comparaison a été faite entre le fluide de base et le nanofluide *CuO_eau* à des nombres de Reynolds fixé. On observe que dans la valeur du nombre de Reynolds de 3600 et avec 5% de fraction volumique, le nombre de Nusselt du nanofuide a augmenté d'environ 14.28% par rapport au fluide de base. À valeurs plus grandes du nombre de Reynolds, l'amélioration était plus grande comme le montre la figure III.5 où le nombre de Nusselt a augmenté de 19.74 % par rapport au fluide de base à Reynolds 5400 et 5% de fraction volumique.

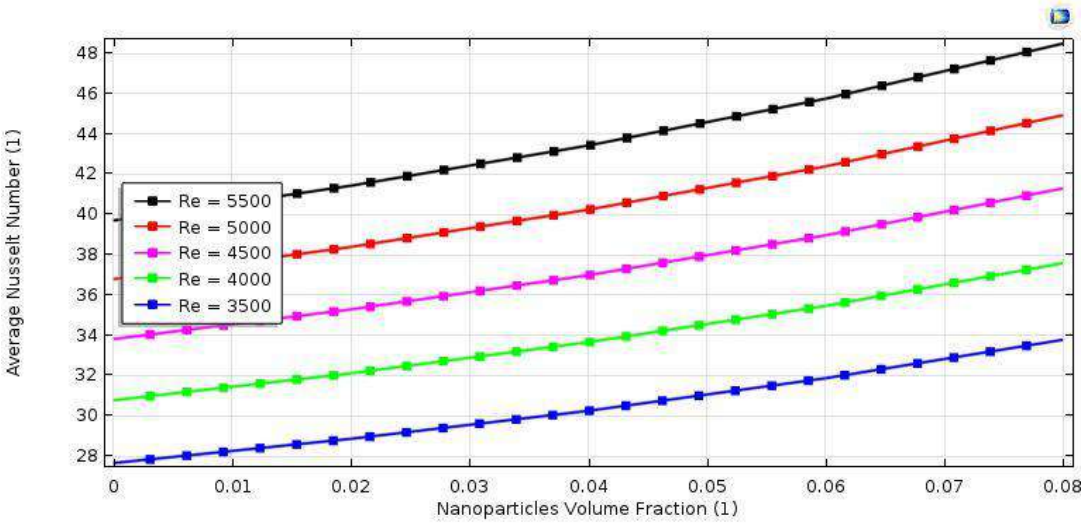


Figure III.5 : Nombre de Nusselt en fonction de fraction volumique en CuO pour differentes valeurs de nombre de Reynolds

Le transfert de chaleur par convection provoqué par l'existence de la nanoparticule est crédité à l'interaction de la nanoparticule avec les parois en plus de l'interaction avec les

fluides environnants. Cette interaction nanoparticules - parois du tube joue un rôle important dans le transfert de chaleur convective dans les nanofluides. Les nanoparticules, jouent le role «des transporteurs de chaleur», l'interaction nanoparticules-parois sert a transporter la chaleur du parois chauffée au nanofluide, ce qui augmente sa efficacité thermique comparant avec le fluide de base.

III .4.1.2 Perte de charge

Pour poursuivre la chute de pression le long du tube pour l'écoulement de l'eau pure et de nanofluide à base d'eau avec différentes fractions en nanoparticules de CuO**,** la figure III.6 illustre la variation de la pression du nanofluide en fonction du nombre de Reynolds pour une variétés de valeur de fractions volumiques de nanofluide (0%, 2%, 4%, 5% et 6%). les résultats obtenus montrent que la perte de charge est proportionnelle au nombre de Reynolds. De plus la perte de charge croit avec la fraction volumique des nanoparticules. En effet ,l'ajout des nanoparticules entraine l'augmentation de la viscosité de nanofluide qui se traduit par la chute de pression le long du tube. Cette évolution présente un inconvénient dans le système de pompage car pour compenser les pertes de charges il faut augmenter la puissance de la pompe.

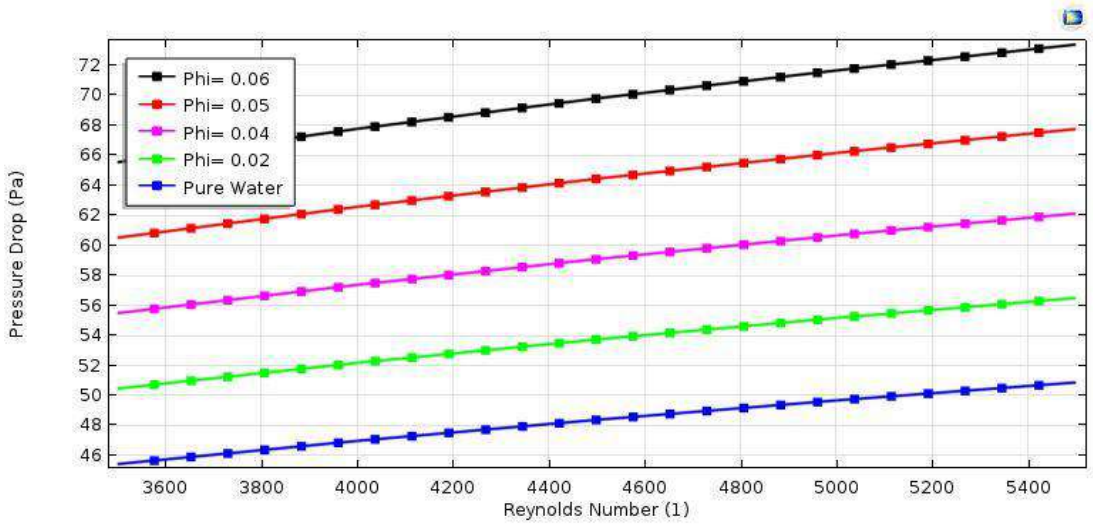


Figure III.6 : Perte de charge en fonction du Reynolds Nombre pour différentes concentrations en nanoparticules CuO

La figure III.7 montre la chute de pression en fonction de la fraction volumique de nanoparticules. pour différents nombres de Reynolds. Selon la figure, la chute de pression est augmentée en augmentant la fraction volumique de nanoparticules, cela est dû à l'augmentation de la viscosité qui croit en ajoutant des nanoparticules. Par conséquent, la cohésion entre les particules du fluide est augmentée et cela provoque une augmentation de la chute de pression. L'augmentation maximale de la perte de charge est de 44,24% pour les nanofluides contenant des nanoparticules CuO avec une fraction volumique de 6%. L'ajout des nanoparticules entraine l'augmentation de la viscosité du nanofluide qui se traduit par la chute de pression le long du tube ce qui augmente la puissance de pompage. Heureusement, que cet inconvient peut étre négliger devant le rôle important de nanoparticules d'améliorer l'efficacité thermique (convection, conduction) des fluides caloporteurs courants.

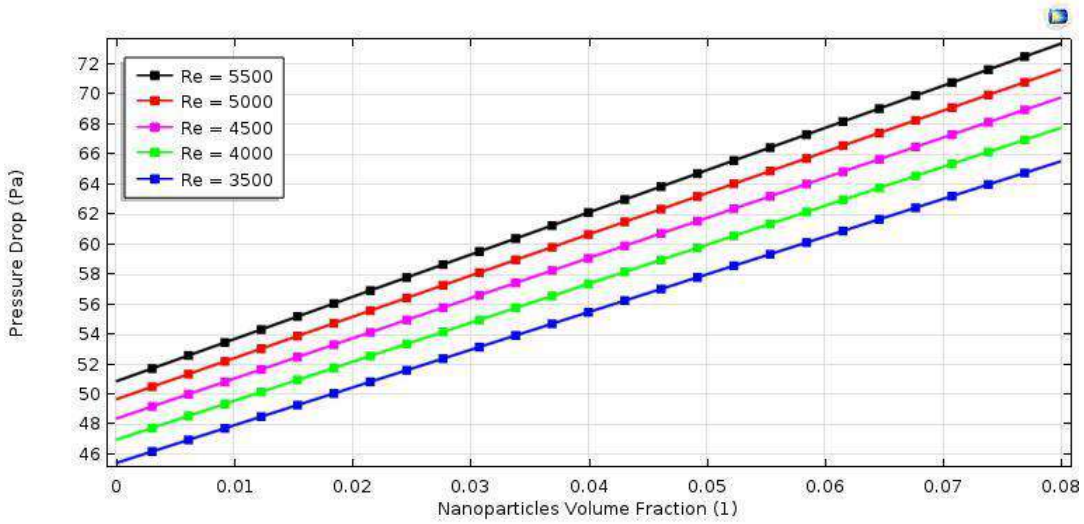


Figure III.7 : Perte de charge en fonction du concentration en nanoparticules pourdifférentes valeursde nombre de Reynolds

III .4.1.3 Contrainte de cisaillement

La figure III.8 illustre la variation de la Contrainte de cisaillement en fonction du nombre de Reynolds pour une variétés de valeur de fractions volumiques de nanofluide (0%, 2%, 4%, 5% et 6%). les résultats obtenus montrent que la contrainte de cisaillement est proportionnelle au nombre de Reynolds. De plus la Contrainte de cisaillement croit avec la fraction volumique des nanoparticules.

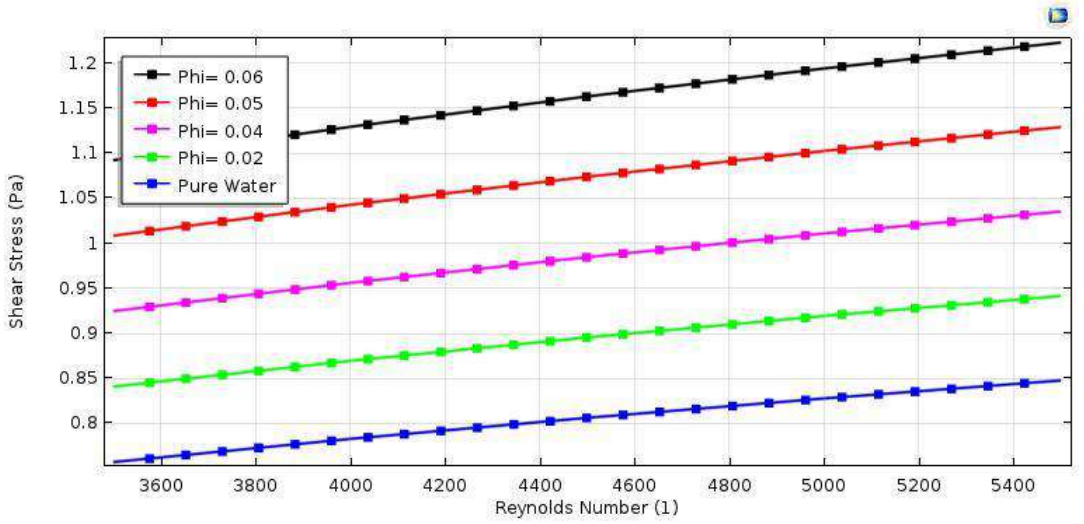


Figure III.8 : Taux de cisaillement en fonction du nombre de Reynolds pour différentes concentrations en nanoparticules CuO

III.4.2 Effet de type de nanoparticules

Pour voir l'influence du type de nanoparticules sur l'efficacité thermique et pour évaluer le comportement thermophysique et hydrodynamique des nanofluides, une étude numérique comparative a été fait sur la même géométrie et sous les mêmes conditions limites

de nanofluides d'Al_2O_3 et de CuO à base d'eau . Les calculs ont été effectués avec le Nombre de Reynolds de 3500, 4000, 4500,5000 et 55000, et avec des fractions volumiques des nanoparticules varient entre 4 et 6%.

III.4.2.1 Nombre de Nusselt

La figure III.9 représente la variation du nombre de Nusselt moyen ($N\bar{u}$) en fonction du nombre de Reynolds pour deux fractions volumiques des nanoparticules pour les deux nanofluides.

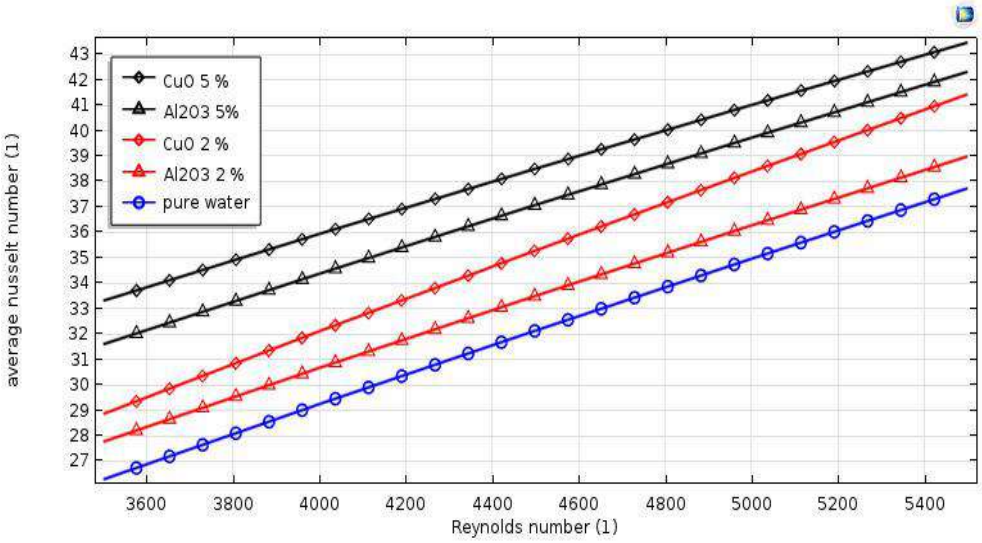


Figure III.9 : variation du nombre de Nuesset en fonction de nombre deReynolds pour différentes concentration pour les deux nanofluides *CuO-eau* et Al_2O_3-eau

Comme a été constaté précédemment, le coefficient de transfert de chaleur augmente lorsque le nombre de Reynolds augmente et cela pour les deux types de nanofluides (de nanoparticules). On remarque que le nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction volumique en nanoparticules. Cette figure montre aussi l'effet du type des nanoparticules sur la variation du nombre de Nusselt moyen, nous observons que le taux de transfert de chaleur est maximum pour le nanofluide *CuO– eau.* à titre exemple, pour nombre de Reynolds donné soit 5500 et avec 2% fraction volumique pour les deux nanofluides ,le taux de d'amélioration de transfert de chaleur est 6.48% et 15.08% respectuvement pour *Al_2O_3– eau* et *CuO– eau*. Le taux de transfert de chaleur le plus élevé est celui de CuO, Cela est traduit à la grande conductivité thermique de l'oxyde de cuivre par rapport à l'alumine.

III .4.2.2 Perte de charge :

La figure III.10 montre la comparaison des résultats d'analyse de chute de pression pour les nanofluides d'*Al_2O_3-eau* et de *CuO-eau*. Il semble qu'en régime turbulent, l'effet de nombre de Reynolds sur l'évolution de chute de pression n'est pas assez grand, par contre l'ajout des nanoparticules augmente considérablement la chute de pression. On peut constater que le type de nanofluide ait un effet remarquable sur la chute de pression, le nanofluide de CuO présente les valeurs de chute de pression les plus élevées, suivies par l'Al_2O_3. La raison pour laquelle le CuO a les valeurs de perte de pression les plus élevées peut être qu'il a également de masse volumique la plus grande par rapport à l'Al_2O_3 et donc les valeurs de viscosité les plus élevées.

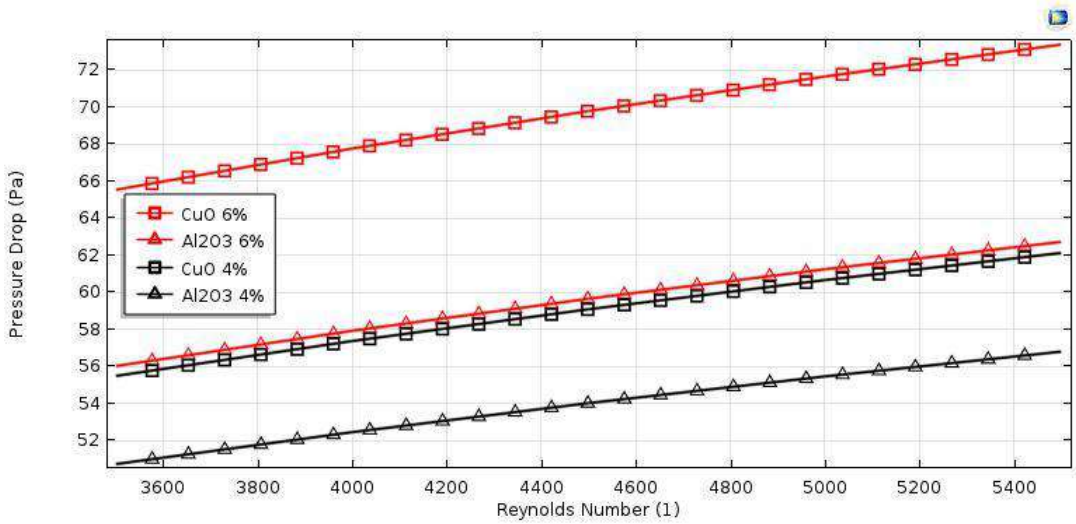


Figure III.10 : variation de Chute de pression en fonction de nombre deReynolds pour différentes concentration pour les deux nanofluides *CuO-eau* et Al_2O_3-eau

III .4.2.3 Contrainte de cisaillement

La variations de contrainte de cisaillement en fonction du nombre du Reynods pour les nanofluides de CuO et d' Al_2O_3 est illustrée sur la figure III.12.Comme on a constaté précédemment, la contrainte de cisaillement est varie proportionnelles en fonction du nombre de Reynolds, et elle est fortement augmenter par l'ajout des nanoparticules.

On peut observer que la contrainte de cisaillement varie en fonction de type de nanoparticules. Cette variation est due à la variation de la viscosité dynamique effective pour différents types de nanofluides . La figure 11 représente l'évolution de la contrainte de cisaillement en fonction de nombre de Reynolds pour les deux nanofluides et cela pour des différentes concentrations volumique en nanoparticules (4 et 6%). à un nombre de Reynolds fixé qu'il soit égale à 5500, En augmentant la fraction volumique de 4 à 6% : le taux de cisaillement s'accroit avec 18.12 et 4.94 % pour le CuO et l'Al_2O_3 respectivement.

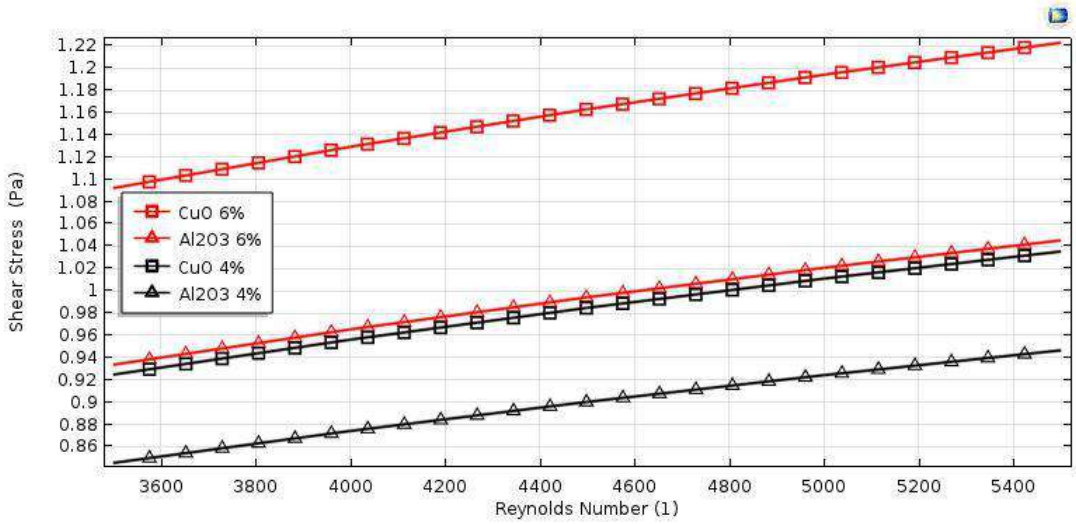


Figure III.11 : : variation Contrainte de cisaillement en fonction de nombre deReynolds pour différentes concentration pour les deux nanofluides *CuO-eau* et Al_2O_3-eau

III .5.Conclusion

Dans le présent chapitre, une étude numérique de la convection forcée sous un écoulement turbulent des nanofluides dans un tube circulaire a été présentée. Le problème est axisymétrique avec une température uniformément imposée comme condition limite à la parois. Les propriétés thermiques et hydrodynamiques de deux différentes nanoparticules (CuO (monoxyde de Cuivre), l'Alumine (Al2O3)) dans l'eau comme fluide de base ont été étudiées. L'effet de divers paramètres tels que le nombre de Reynolds, le type des nanoparticules et la la concentration en volume de nanoparticules, sur le champs dynamique et le transfert de chaleur sont rapportées.

La méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre les différentes équations qui régissent l'écoulement avec certaines hypothèses et conditions aux limites appropriées. Le nombre de Nusselt ,la chute de pression et le taux de cisaillement sont obtenus par la simulation numérique. L'étude a conclu que la concentration en volume de nanoparticules et le nombre de Reynolds servent à l'amélioration du nombre de Nusselt et donc l'efficacité thermiques globale des nanofluides. L'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules favorise le transfert thermique entre le fluide et la paroi chaude du tube.

Cette amélioration est accompagnée par une augmentation de taux de cisaillement et donc de chute de pression le long du tube. Cette dernière et restée légère jusqu'a un seuil de concentration limité.

La concentration volumique de nanofluide *CuO-eau* 6% présente le taux d'elevation de chute de pression le plus grand de 44.24% . Concernant l'effet de types de nanoparticules, on a trouvé que le nombre de Nusselt de CuO et plus élevé que celui d'Al_2O_3. Cela a été expliqué par la grande conductivité thermique d'oxyde de cuivre par rapport l'Alumine. En parallèle et à certain seuil de concentration en nanoparticules, une chute de pression indésirable a été observée pour le CuO-eau comparant avec celle ci de l'Alumine.

Cela, a été expliquée par la grande densité de nanoparticules que possède le Cuo comparant avec l'Al_2O_3, l'accumulation des nanoparticules et la formation des agrégats ont conduit à l'augmentation du taux de cisaillement, de la viscosité et donc de chute de pression ce qui augmente la puissance de pompage.

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons étudié numériquement la convection forcée d'un nanofluide à base de monoxyde de cuivre et de l'alumine de taille sphérique dispersées dans l'eau s'écoulant dans un conduite circulaire dont la paroi est maintenue uniforme et constante. Le problème est traité en bidimensionnel en régime turbulent en adoptant l'approche monophasique en utilisant le code de calcul CFD sur Comsol multiphysics.

Les propriétés thermiques et hydrodynamiques de deux différentes nanoparticules(CuO (monoxyde de Cuivre), l'Alumine (Al_2O_3)) dans l'eau comme fluide de base ont été étudiées en fonction de la concentration. L'effet de divers paramètres tels que le nombre de Reynolds, le type des nanoparticules et la concentration en volume de nanoparticules, sur les champs dynamiques et le transfert de chaleur sont rapportées.

Dans cette investigation la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement les équations gouvernantes la convections forcée en régime turbulent. Les résultats de cette étude sont présentés en termes de variation du nombre de Nusselt moyen, de perte de charge et de taux de cisaillement en fonction de concentrations en nanoparticules entre 0 et 6% et de nombre de Reynolds allant de 3500 à 5500 et ce pour deux différents nanoparticules (Cuo,Al_2O_3).

Les résultats obtenus montrent que l'effet du nombre de Reynolds et la concentration volumique des nanofluides sur l'amélioration du nombre de Nusselt et donc l'efficacité thermiques globale des nanofluides semble très significatif. En effet, L'ajout des nanoparticules favorise le transfert thermique entre le fluide et la paroi du tube. Par exemple, pour un nombre de Reynolds égale à 5500 et avec une concentration volumique en CuO égale à 6%, le taux d'amélioration du nombre de Nusselt de nanofluide CuO-eau par rapport l'eau pure est de 17.49 % .

Concernant l'effet de types de nanoparticules, les résultats montrent que le nombre de Nusselt dans le cas du nanifluide à base de CuO et plus élevé que celui à base de Al_2O_3. Cela peut être expliquer par le fait que la conductivité thermique du CuO est plus importante que celle de l'alumine. Par exemple, Pour un nombre de Reynolds 5500 l'ajout des nanoparticules de 2% en fraction volumique entraine une amélioration du nombre de Nusselt de 6. 84 % pour le système Al_2O_3-eau alors le taux d'amélioration obtenus dans le cas CuO-eau est de 15.08%.

Cependant, l'amélioration du transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration en nanoparticule est accompagnée par une augmentation de taux de cisaillement qui se traduit directement sur la chute de pression le long du tube. La concentration volumique de nanofluide *CuO-eau* 6% présente la plus grande perte de charge au environ de 44.24%, alors le taux d'élévation obtenus dans le cas Al_2O_3-eau est de 23.29%. Cela est probablement du au regroupement des nanoparticules et la formation des agrégats qui entraine l'augmentation du taux de cisaillement, de la viscosité et donc de chute de pression. Ce problème peut être résolu en augmentant la puissance requise par de la pompe dans le système de refroidissement.

Références Bibliographiques

[1] MAOUASSI Amar, «intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des nanofluides», mémoire de magistère, université M'HAMED BOUGARA Boumerdes, en 2012

[2] Lixin Cheng, « Nanofluid Heat Transfer Technologies », Recent Patents on Engineering 2009, 3, 1-7p.

[3] Olivier Doche, Jean-Antoine Gruss & Olivier Soriano, « Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques : Le Nanofluide », Grenoble, 27-31 août 2007,6p.

[4] KHENTOUL MOUSSA**,** étude numérique de la convection mixte dans un canal horizontalcontenant des ailettes, thèse de doctorat 3èmecycle (LMD)en génie mécanique, option : génie thermique et énergétique, université de Constantine 2016

[5] FOHANNO Stéphane, POLIDORI Guillaume, POPA Catalan, «Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle», Journée Thématique SFT – Paris Université de Reims Champagne-Ardenne, France, le 15 mars 2012

[6] SOUFI El Habib, «Application des Nanofluides pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple», Mémoire Master Académique, Science technique Filière. Génie Des Procédés Spécialité, Génie Chimique, Université KASDI Merbah d'Ouargla le 23/06/2013.

[7]Sidi El Bécaye Maiga , Samy Joseph Palm , Cong Tam Nguyen ,,Gilles Roy a, Nicolas Galanis « Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows» International Journal of Heat and Fluid Flow 26 (2005) 530–546

[8] https://fr.wikipedia.org/wiki/Capacit%C3%A9_thermique_volumique

[9] Vincenzo Bianco, Oronzio Manca, Sergio Nardini, Kambiz Vafai, « A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids», International Journal of Heat and Mass Transfer, Received 18 March 2011, n° 4410–4428 ,20p.

[10] http://www.cooling-masters.com/articles-46-0.html

[11] Purna Chandra Mishra , Sayantan Mukherjee ,Santosh Kumar Nayak , Arabind Panda , «A brief review on viscosity of nanofluids », Received: 6 March 2014 / Accepted: 5 September 2014 / Published online: 7 October 2014, Int Nano Lett (2014) 4:109–120.

[12] N. Hamraoui, Etude numérique du transfert de chaleur dans les nanofluides en configuration de
Rayleigh-Bénard. Diplôme de master En Physique des fluides et des transferts, université de tunes2013**.**

[13] Sophie Mergui « LICENCE DE MECANIQUE 2EME ANNEE MODULE 2A101 » TRANSFERTS
THERMIQUES université de sorboon p52

[14] Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali, *INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES*. Paris: Dunod, 2010, 236p.

[15] HOLMAN.J. P, «Heat transfert», ninth edition, McGraw-Hill,en 2002

[16] http://tech-alim.univ-lille1.fr/intro_gia/co/ch03_01.html.

[17] MANUEL Marcoux, « Ecoulement en conduites» université Paul Sabatier – FSI L2 mécanique et mathématiques

[18] Sarit K. Das ,Stephen U. S. Choi ,Wenhua Yu ,T. Pradeep , *SCIENCE AND TECHNOLOGY* , .United States of America:wiley-interscienc , 2008 , 416p.

[19] Eckert and Drake, «Isothermes autour d'un cylindre chauffé», mémoire Master 2 Génie des procèdes, Université Joseph Fourier, Grenoble, le 09 Juillet 2012

[20] ADIL Ridha, «Transfert de Chaleur et de Masse», Université de Caen 2008-2009

[21] JOHN. H, Lienhard IV, John H. Lienhard V, a « heat transfer »textbook, third edition, Phlogiston Press Cambridge Massachusetts, en 2003

[22] GARG. J, POUDEL.B, CHIESA.M, GORDON.J. B, MA J. J, WANG.J. B, REN .Z. F, KANG.Y. T, OHTANI.H, NANDA. J, MCKINLEY.G. H, and CHEN.G, «Enhanced thermal conductivity and viscosity of copper nanoparticles in ethylene glycol nanofluid», Journal of appliedphysics 103, en 2008

[23] MARE Thierry, SOW Ousmane, BAZANTAY Frédéric, LE BOURLOUT Sylvain, ROY Gilles, «Etude expérimentale des performances thermique d'un nanofluide : eau/ Al2O3 cas d'un échangeur à plaque à basse température», 1er congré de l'association Marocaine de thermique, Sttat (Maroc), le 6-7 Mai 2010

[24] RASHIDI. F, MOSAVARI NIZAMABAD. N, «Experimental Investigation of Convectif Heat Transfer Coefficient of CNTs Nanofluid under Constant Heat Flux», Proceedings of the world Congress on Engineering Vol III, London, U.K, in July 6-8, 2011.

[25] LAMRI ZEGGAR ASMA,Réussir mémoire et these : Contribution à l'Etude Théorique des Transferts Thermiques Convectifs dans un Nanofluide. Application aux Modèles Monophasique et Diphasique,2014.112p

[26] S. A. Fadhilah1, I. Hidayah2. S. Marhamah5, Thermophysical Properties of Copper/Water Nanofluid for AutomotiveCooling System – Mathematical Modeling Universiti Teknikal Malaysia Melaka, Hang Tuah Jaya,76100 Durian Tunggal, Melaka, Malaysia

[27] Michel KERN1, Introduction à la méthode des éléments finis, ÉCOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS

[28] introduction comsol.5.4pdf 206p