République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et la Recherche Scientifique
Université Yahia Farès de Médéa
Faculté des Sciences et technologie



Mémoire de Master

Département : Génie Mécanique

Option : Génie climatique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master par :

MEKID ABDELRAZZAK
GHIATOU OUSSAMA

Comportement mécanique et thermique des nano réfrigérant pour les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en présence de chicane

Proposé et dirigé par :
Dr : ZIRARI Mounir
BRAHAM BELHAOUARI Ratiba

Médéa 2021/2022

Résumé :

Les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique sont utilisés pour différents produits et se trouvent dans les industries laitière, alimentaire, des boissons et pharmaceutique.Presque tous les produits liquides peuvent être pasteurisés via l'un de ces échangeurs de chaleur.Des exemples de tels produits sont le lait, la crème, le jus d'orange pulpeux, la purée de pomme, les œufs liquides, les sauces, etc. Les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique améliorent le transfert de chaleur grâce à un passage d'écoulement supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur d'échangeur par rapport à un échangeur de chaleur à double tubeconcentrique.Afin d'optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur, et par conséquent la consommation d'énergie et le coût, nous proposons la réalisation des expériences numérique avec desméthodes précises pour prédirele comportement thermique et dynamique des nano réfrigérants dans un échangeur triple tube en présences des chicanes

Mots Clés :**échangeurs, efficacité, Chaleur, Triple Tube,nano réfrigérants, CFD.**

ملخص:

تُستخدم المبادلات الحرارية ذات الأنبوب الثلاثي المركز لمنتجات مختلفة وتوجد في صناعات الألبان والأغذية والمشروبات والصناعات الدوائية. يمكن بسترة أي منتج سائل تقريبًا من خلال أحد هذه المبادلات الحرارية. ومن الأمثلة على هذه المنتجات الحليب والقشدة وعصير البرتقال اللبني ، هريس التفاح ، البيض السائل ، الصلصات ، إلخ. تعمل المبادلات الحرارية ذات الأنبوب الثلاثي المركز على تحسين نقل الحرارة من خلال ممر تدفق إضافي ومساحة أكبر لنقل الحرارة لكل وحدة طول للمبادل مقارنة بالمبادل الحراري ثنائي الأنبوب متحدة المركز. لتحسين كفاءة المبادلات الحرارية ، وبالتالي استهلاك الطاقة والتكلفة ، نقترح تحقيق تجارب عددية بأساليب دقيقة للتنبؤ بالسلوك الحراري والديناميكي لمبردات النانو في مبادل ثلاثي الأنبوب في وجود حواجز

الكلمات المفتاحية: المبادلات ، الكفاءة ، الحرارة ، الأنبوب الثلاثي ، مبردات النانو ، CFD

Summary :

Concentric triple tube heat exchangers are used for different products and are found in the dairy, food, beverage and pharmaceutical industries. Almost any liquid product can be pasteurized through one of these heat exchangers. Examples of such products are milk, cream, pulpy orange juice, apple puree, liquid eggs, sauces, etc. Concentric triple tube heat exchangers improve heat transfer through additional flow passage and greater heat transfer area per unit length of exchanger compared to a concentric twin tube heat exchanger. To optimize the efficiency of heat exchangers, and consequently the energy consumption and the cost, we propose the realization of numerical experiments with precise methods to predict the thermal and dynamic behavior of nano refrigerants in a triple tube exchanger in the presence of baffles

Keywords: exchangers, efficiency, Heat, Triple Tube, nano refrigerants, CFD.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire:

Aux deux êtres les plus chers : mon père et ma mère, qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie.

A mes frères et mes soeurs.

A tout la famille GHIATOU

A mes amis de la promotion.et a tous mes amis

GH.OUSSAMA

Je dédie ce mémoire:

Aux deux êtres les plus chers : mon père et ma mère, qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie.

A mes frères et mes soeurs.

A tout la famille MEKID

A mes amis de la promotion.et a tous mes amis

M.ABDELREZZAK

Remerciements

Nous devons tout d'abord remercions ALLAH pours nous' avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute nos reconnaissances à notre encadreur Monsieur dr. ZIRARI MOUNIR, de nous avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.

Finalement, nous tiens à remercierons chaleureusement tous les enseignants du département de génie climatique et tous qui ont participé de prés ou de loin pour accomplir ce travail.

GH.OUSSAMA et M.ABDELREZZAK.

Table des matières

Nomenclature 9

Alphabet latin 9

Lettres grecques 10

Abréviations 10

INTRODUCTION Général : 16

CHAPITRE I 18

GENERALITES 18

INTRODUCTION : 18

Les échangeurs de chaleur 18

Définition : 18

Types d'échangeurs de chaleur : 19

Les échangeurs tubulaires : 19

Echangeur multitubulaires, existant sous quatre formes: 20

Échangeurs à doubles tubes: 22

Échangeurs à triple tube : 23

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE: 23

Performance d'un échangeur de chaleur: 27

Echangeur à contre-courant: 27

Echangeur à co-courant: 29

Les domaines d'application des échangeurs de chaleur: 32

Les nano réfrigérant : 33

I.1. Définition de nanofluide: 33

I.2. Etat de l'art : 33

I.3. Application de nanofluide : 34
I.3.1. Refroidissement des systèmes électroniques : 34
I.3.2. Refroidissement des systèmes thermiques : 34
I.3.3. Refroidissement des systèmes militaires : 35
I.3.4. Refroidissement des systèmes spatiaux : 35
I.3.5. Refroidissement des systèmes nucléaires : 35
I.3.6. La biomédecine : 35
I.3.7. D'autres applications : 36
Propriétéset Caractéristiques : 36
La masse volumique (ρ) : 36
Viscosité dynamique (μ) : 37
La chaleur spécifique (Cp) : 38
La Conductivité thermique (K) : 38
Conclusion : 38
CHAPITRE II 39
modalisation mathématique 39
Des Echangeurs De Chaleur 39
Introduction: 40
Calcul de l'échangeur de chaleur 41
Calcul des coefficients d'échange de chaleur 41
Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur 43
Couplage: 48
Méthodes numériques de resolution: 48
Conclusion: 49

CHAPITRE III.....50

Résultats et discussion.....50

INTRODUCTION :.....51

1. Présentation d'ANSYS : 51

2. L'identification : 52

geometries de l'échangeur : 58

TEMPERATURE: 61

VITESSE: 66

Conclusion: 69

CONCLUSION Générale.....71

Références.....72

Nomenclature

Alphabet latin

Cp : Capacité thermique massique (J/kg.K)

D : Diamètre (m)

DTLM: Différence de température logarithmique moyenne (C°)

d : Diamètre (m)

E : Efficacité (-)

K : Coefficient d'échange global (W/m²K)

L : Longueur (m)

m : Masse (kg)

$\dot{m}$: Débit massique (kg/s)

NUT : Nombre d'unité de transfert (-)

Nu : Nombre de Nusselt (-)

P **:** représente la pression atmosphérique (atm)

Pr : Nombre de Prandtl (-)

R', R : Rayons (m)

Re : Nombre de Reynolds (-)

S : Surface d'échange (m2)

t : Temps (s)

T : Température (C°)

V : Vitesse (m/s)

Lettres grecques

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

λ : Conductivité thermique (W/m.K)

μ : Viscosité dynamique (Pa.s)

r : Constante de temps (s)

Abréviations

ETTC : Echangeur de chaleur à triple tube concentrique

EDTC : Echangeur de chaleur à double tube concentrique

X1 : position de capture n°1 (à l'entrer de l'échangeur)

X2 : position de capture n°2 (à centre de l'échangeur)

X3 : position de capture n°3 (à la sortie de l'échangeur)

Illustration figure et tableaux :

CHAPITRE I

FIGURE	NOM DE FIGURE	PAGE
Figure I.1	Shéma simplifé d'un échangeur de chaleur	15
Figure I.2	Echangeur monotube	16
Figure I.3	Echangeur coaxial cintré	17
Figure I.4	Echangeur à tubes séparés	17
Figure I.5	Echangeur à tubes rapprochés	18
Figure I.6	Echangeur à tubes ailettés	18
Figure I.7	Echangeur à tubes et calandre	19
Figure I.8	Echangeur de chaleur tubulaire à double tube	19
Figure I.9	Principe d'échangeur à contre-courant	24
Figure I.10	Evolution de T dans un échangeur à contre-courant	25
Figure I.11	Principe d'un échangeur àco-courant	26
Figure I.12	évolution de T dans un échangeur à co-courant	27

CHAPITRE III

FIGURE	Nom de figure	PAGE
Figure III.1	Schéma de l'échangeur de diamètre 10,16 cm	50
Figure III.2	Heat exchange between tube air and soil.	51
Figure III.3	Moyennes horaires des températures du mois de décembre / 2020 à l'entrée des lignes d'échangeurs, et température moyenne du sol.	52
Figure III.4	quantité de température augmentée par la différence de hauteur.	53
Figure III.5	Géométrie de l'échangeur de chaleur	56
Figure III.6	representation de champ du temperature (sol+eau)	58

Figure III.7	profil de temperature axial (sol+eau)	59
Figure III.8	representation de champ du temperature (sol+gly)	60
Figure III.9	profil de temperature axial (sol+glycol)	60
Figure III.10	representation de champ du temperature(sol+air)	61
Figure III.11	profile de temperature axial (sol+air)	62
Figure III.12	profile de vitesse axial (sol+eau)	63
Figure III.13	profile de vitesse axial (sol+propylène glycol)	64
Figure III.14	profile de vitesse axial (sol+air)	65

Liste des tableaux

Tableau	Nom de tableau	Page
Tableau III.1	Les résultats du test T.	53
Tableau III.2	paramètre de l'échangeur de chaleur SOL-AIR utiliser dans la simulation	55
Tableau III.3	Propriétés thermiques des matériaux	57
Tableau III.4	Propriétés physiques et thermiques de l'eau	57

INTRODUCTION Général :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique, on peut le trouver dans plusieurs applications spécifiques telles que le chauffage et la climatisation . La conception des échangeurs de chaleur et liée directement à la détermination de la surface d'échange et de sa forme satisfaisant le plus grand transfert thermique.

Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, ce qu'il lui procure une place importante pour la maîtrise de l'énergie. Leur domaine d'utilisation est très vaste, c'est ainsi qu'on les retrouve dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique) ainsi que dans le secteur résidentiel ettertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Ce mémoire est structuré comme suit :

Nous présenterons dans **le premier chapitre** des généralités sur les échangeurs de chaleurs et les nanoréfrégirant. La modélisation des échangeurs de chaleurs fera l'objet du **deuxième chapitre**. Les résultats et la discussion seront faits au **troisième chapitre.**

CHAPITRE I

Généralités sur les échangeurs de chaleurs et les nanoréfrégirant

CHAPITRE I

GENERALITES

INTRODUCTION :

Nous allons présenter dans ce chapitre quelques notions générales concernant les échangeurs de chaleur ainsi les nanoréfrégirant

Les échangeurs de chaleur

Définition :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluideà un autre. Vu de l'extérieur, un échangeur se présente comme une boîte noire pourvue de deux entrées et de deux sorties (Figure 1.1). Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction, latransmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides.C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, tours de refroidissement, etc…

Tout échangeur de chaleur est caractérisé par ses qualités thermiques (aptitude à transférer la chaleur), hydrauliques (pertes de pression) et mécaniques (résistance aux contraintes mécaniques et thermiques).

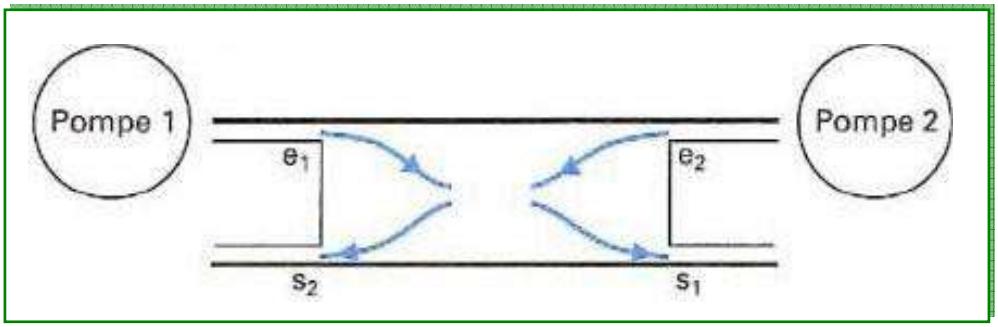


Figure I.1: Schéma simplifié d'un échangeur de chaleur.

Types d'échangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleur sont classés selon leurs conceptions. On distingue deux grandes familles d'échangeurs : échangeurs tubulaires et échangeurs à plaques. On à concentrer sur les échangeurs tubulaires dans ce chapitre .

Les échangeurs tubulaires :

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 :

Echangeur monotube : (Figure 1.2), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.

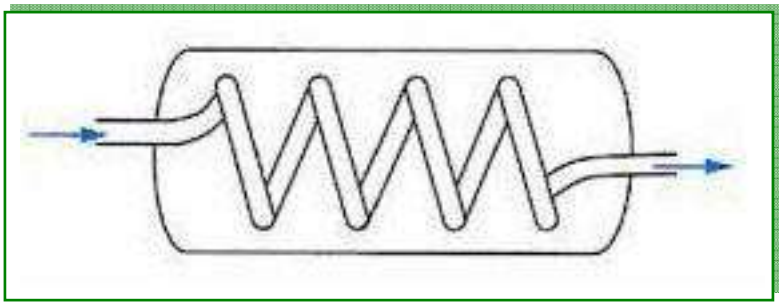


Figure I.2 : Echangeur monotube

Echangeur coaxial : (Figure 1.3), 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

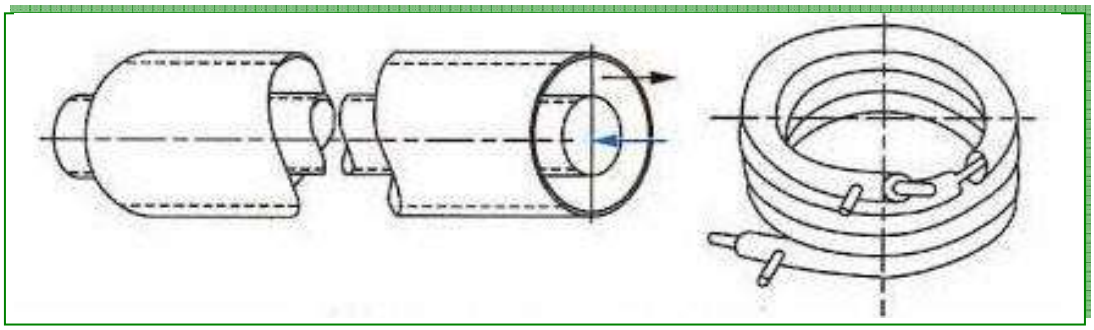


Figure I.3: Echangeur coaxial cintré.

Echangeur multitubulaires, existant sous quatre formes:

Échangeur à tubes séparés: (Figure 1.4) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé ;

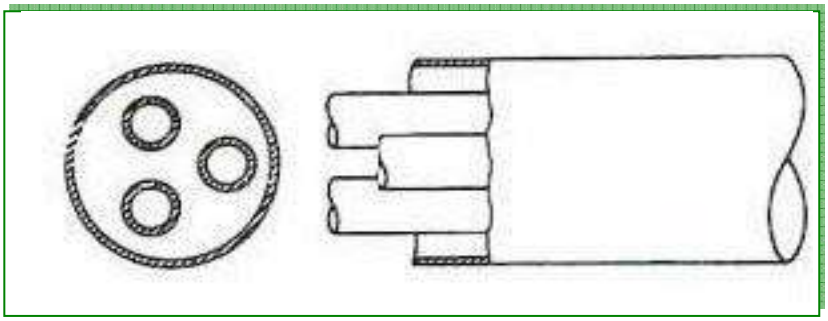


Figure I.4: Echangeur à tubes séparés.

Echangeur à tubes rapprochés: (Figure 1.5) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux.

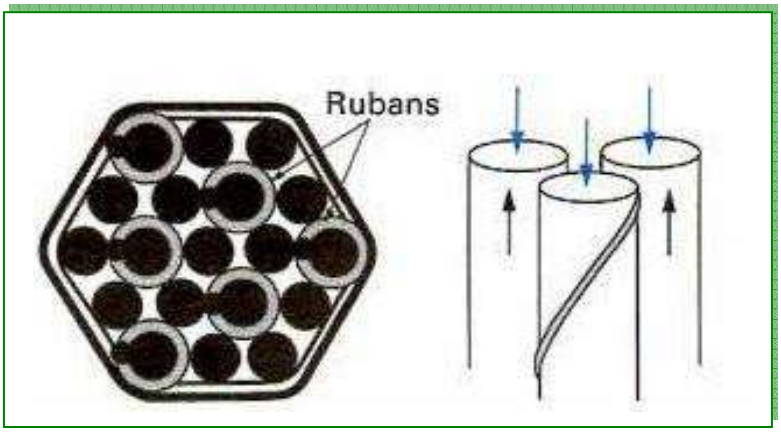


Figure I.5 : Echangeur à tubes rapprochés.

Echangeur à tubes ailettés: (Figure 1.6) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

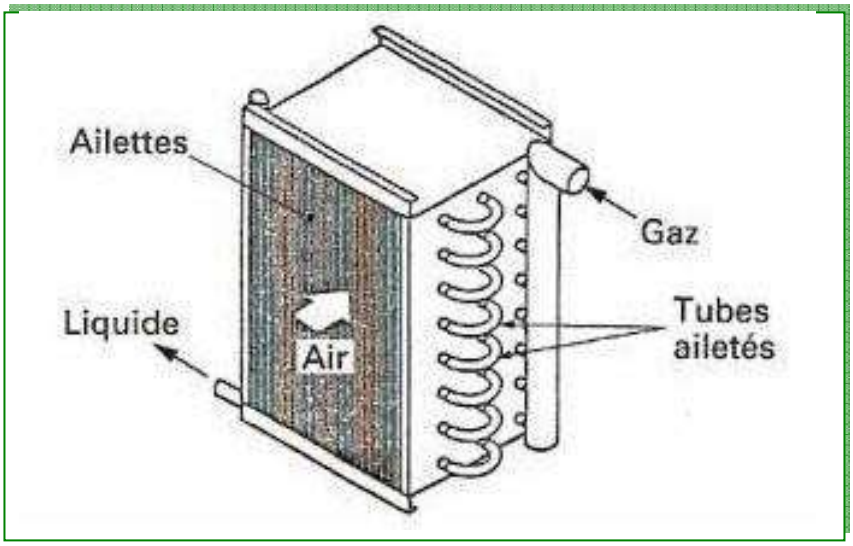


Figure I.6 : Echangeur à tubes ailettés.

Echangeur à tubes et calandre: (Figure 1.7) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu actuellement.

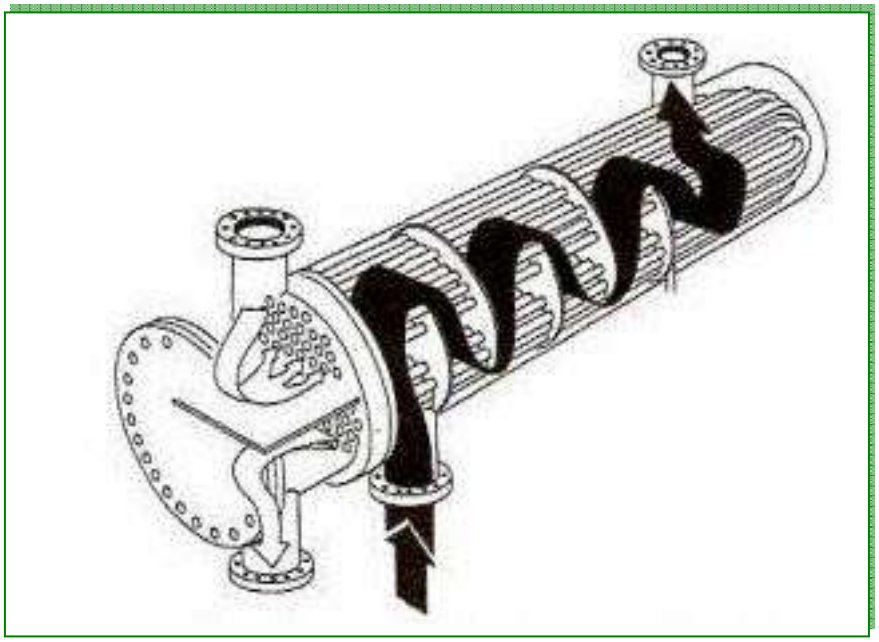


Figure I.7 : Echangeur à tubes et calandre.

Échangeurs à doubles tubes:

Les échangeurs de chaleur tubulaires à doubles tubes consistent généralement en deux tuyaux concentriques dont le tuyau interne peut être sans ou avec ailettes. La figure montre un schéma de cet échangeur.

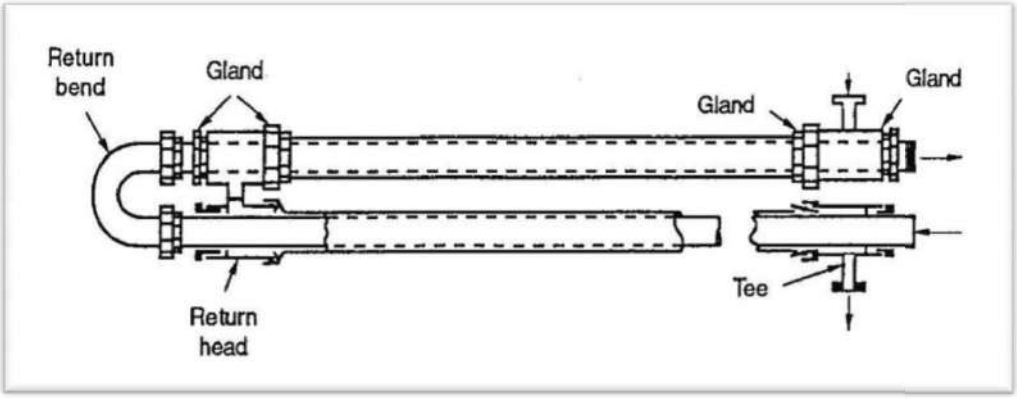


Figure I.8 : Échangeur de chaleur tubulaire à double tube.

Échangeurs à triple tube :

Dans le cas de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique, l'efficacité et la puissance fournie de l'échangeur sont liées fortement au rapport de diamètres.

Dans la première partie de ce travail, on va présenter les principaux travaux relatifs à l'optimisation des différents types d'échangeurs de chaleur.

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE:

L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique a été étudié par **Zuritz [1] et Unal [2]** qui ont développé des équations analytiques donnant les températures des fluides pour un écoulement à contre-courant. **Unal [2]** a résolu le système d'équations différentielles par la méthode de la transformée de Laplace pour des racines réelles distinctes.

Ahmet Unal [2] a développé un système d'équations différentielles pour un échangeur de chaleur à triple tube concentrique isolée thermiquement de l'ambiance extérieure pour les conditions d'un écoulement développé, en utilisant des paramètres définis tels que : le rapport de capacité calorifique, le nombre d'unité des transfert (NUT), et d'autre grandeurs adimensionnelles. Les dérivées des équations gouvernantes de cette étude consistent auxéquations aux dérivées partielles ordinaires de deuxième ordre pour le tube central et l'écoulement dans le passage annulaire extérieur, et une équation différentielle aux dérivées partielles du premièr ordre pour l'écoulement dans le passage annulaire intérieur. Les équations obtenues expriment les variations de la température des trois écoulements le long del'échangeur de chaleur, permettant de performer la conception, le calcul et le contrôle des effets de différents paramètres sur la taille de l'échangeur de chaleur.

Ozturk [3] a réalisé une investigation théorique sur les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. **Unal et Ozturk [3]** ont présenté quelques résultats pour les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en arrangement contre-courant, ainsi, ils ont démontré quela performance thermique est liée fortement aux rapports de diamètres de l'échangeur. Leur étude a été limitée aux régimes d'écoulement laminaire et turbulent pour les trois écoulements.Unal et Ozturk sont les premiers qui ont étudié ce type d'échangeur de chaleur, comme on a cité ci-dessus, actuellement, il y a plusieurs recherches sur ce type d'échangeur de chaleur, les plus connues sont :

O. García -Valladares [4] a réalisé une simulation numérique unidimensionnelle transitoire détaillée du comportement thermique et dynamique des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. Les équations gouvernantes (continuité, mouvement et énergie) sont déterminées à l'intérieur de tube central et de passage annulaire (intérieur et extérieur), ainsi que les équations d'énergie dans les parois et l'isolation extérieure de tube. Ces équations sont résolues itérativement. Les équations gouvernantes sont discrétisées dans les zones avec les flux de fluide couplés en utilisant la méthode étape-par-étape implicite. Cette formulation exige l'utilisation des corrélations empiriques pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur par convection, de l'effort de cisaillement. Un schéma numérique de différence centrale implicite et un solutionneur ligne par ligne ont été employés dans les parois des tubes intérieurs, intermédiaire extérieure avec l'isolation thermique. Toutes les grandeurs de l'écoulement (enthalpies, températures, pressions, fractions massiques, vitesses, etc.) ainsi queles propriétés thermophysiques sont évaluées à chaque point de maillage dans lequel ledomaine est discrétisé.

Le modèle de **García** tient en considération le transfert thermique dans les parois séparatrices entre les fluides et l'isolant extérieur. Les propriétés thermophysiques sont variables à chaque point de maillage avec les coefficients d'échange de chaleur.

Les équations gouvernantes discrétisées ont permit l'extension de ce modèle numérique aux cas d'évaporation ou de condensation des fluides à l'intérieur de ce type d'échangeur de chaleur en considérant les corrélations empiriques spécifiques et les propriétés thermophysiques du fluide pour ces zones.

P.K. Nema et **A.K. Datta [5]** ont étudié le phénomène d'encrassement dans ce typed'échangeur de chaleur. Ils ont également réalisé une stratégie pour la réduction de cetterésistance thermique supplémentaire, c'est un sujet d'actualité de préoccupation importante. La performance d'un échangeur de chaleur de laiterie diminue au fur et à mesure que le lait seprécipite sur la surface chaude. Ce dépôt cause de ce fait une résistance thermique accrue au

transfert de la chaleur. La température de sortie de lait baisse avec l'augmentation de l'épaisseur d'encrassement. Divers modèles ont été suggérés pour prévenir l'encrassement en limitant ou en détruisant son épaisseur. Les auteurs ont proposé un

modèle amélioré pour l'évaluation précise de l'épaisseur d'encrassement et la température de sortie de lait. Le facteurd'encrassement local en termes de nombre de Biot est employé. L'épaisseur de l'encrassement et la température de sortie de lait sont déterminés en fonction du temps. Les résultats obtenus sont encourageant et montrent que l'encrassement est commandé par la température du fluide et le cisaillement sur la surface d'échange de chaleur. Le facteurd'encrassement adimensionnel du nombre de Biot peut être employé pour modeler et simuler l'encrassement de la surface en contact avec le lait. Le modèle développé par ces auteurs peut être employé pour tous les stérilisateurs commerciaux de lait UHT avec des modifications appropriées.

P.K. Sahoo, I.A. Ansari et A.K. Datta [6] ont aussi étudié l'encrassement dans ce type d'échangeurs de chaleur. Ce phénomène physique est commun pendant le traitement du lait à des hautes températures. La température du lait augmente de 90°C à 150°C pendant leprocessus de stérilisation (UHT) et cela pendant quelques secondes seulement. À une telle température des minerais et des protéines dénaturés se déposent sur la surface de l'échangeur de chaleur. La couche d'encrassement sur les parois de l'échangeur agit en tant qu'unerésistance au transfert thermique, par conséquent la performance de l'échangeur de chaleur est réduite. En utilisant le concept d'hydrodynamique et d'équilibre thermique, un modèle mathématique a été formulé. Une simulation a été effectuée avec un modèle prévoyant le comportement d'encrassement en fonction du temps et de la position dans un échangeur de chaleur à triple tube hélicoïdal. Ils ont constaté que, le dépôt d'encrassement se produit très tôtsur toute la longueur de l'échangeur de chaleur dû à la température constante de la paroi de l'échangeur de chaleur.

Avec le temps, le nombre de Biot (c.-à-d., le facteur d'encrassement local) augmente vers la sortie de l'échangeur de chaleur et la performance de l'échangeur de chaleur à triple tube hélicoïdal chute gravement et la laiterie industrielle tombe en panne. La conception optimale de l'échangeur de chaleur de la laiterie est importante pour augmenter sa performance. Le comportement d'encrassement de l'échangeur de chaleur a été prévu par une simulation en utilisant la théorie et les principes des transferts thermiques et de dynamique de fluide.

Un programme a été exécuté pour calculer le transfert thermique turbulent dans un anneau concentrique correspondant au Re_{Dh}= 8900 et Pr =0,71 de deux rapports de rayons (R_1/R_2=

0,1 et 0,5) et $q = 1,0$. Ils ont constaté que la pente du profil de température moyen près de la

paroi intérieure est plus faible que celle près de la paroi externe. Cette tendance était plusévidente pour le petit rapport de rayons.

Performance d'un échangeur de chaleur:

Il existe deux méthodes pour déterminer les performances d'un échangeur de chaleur : la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) et le nombre d'unité de transfert (NUT).

Méthode DTLM:

Cette méthode est utilisée lorsque les températures d'entrée et sortie sont connues. La quantité de chaleur échangée, dans le cas où les chaleurs spécifiques et le coefficient d'échange globale U sont constants et s'il n'y a pas de pertes thermique ni changement dephase, peut s'écrit comme suit :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \qquad (1.1)$$

Où :

q : flux de chaleur (W)

U : coefficient d'échange global ($W/m^2.K$)

A : surface d'échange (m^2)

ΔT_{LM} : Différence de température (K)

Echangeur à contre-courant:

– A CONTRE-COURANTS: les deux fluides parcourent la surface d'échange dans un sens opposé, occasionnant un écart de température important sur celle-ci.

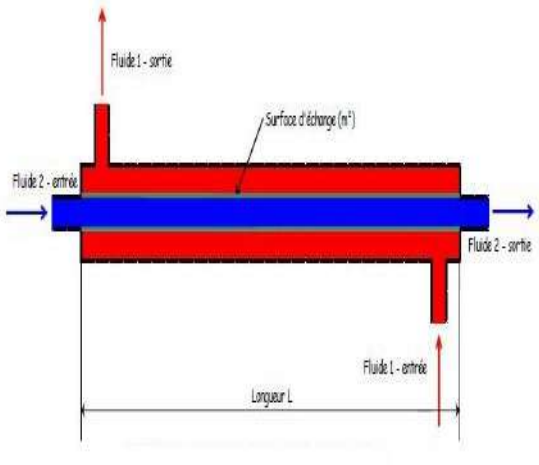


Figure I.9 : principe d'échangeur à contr-courant

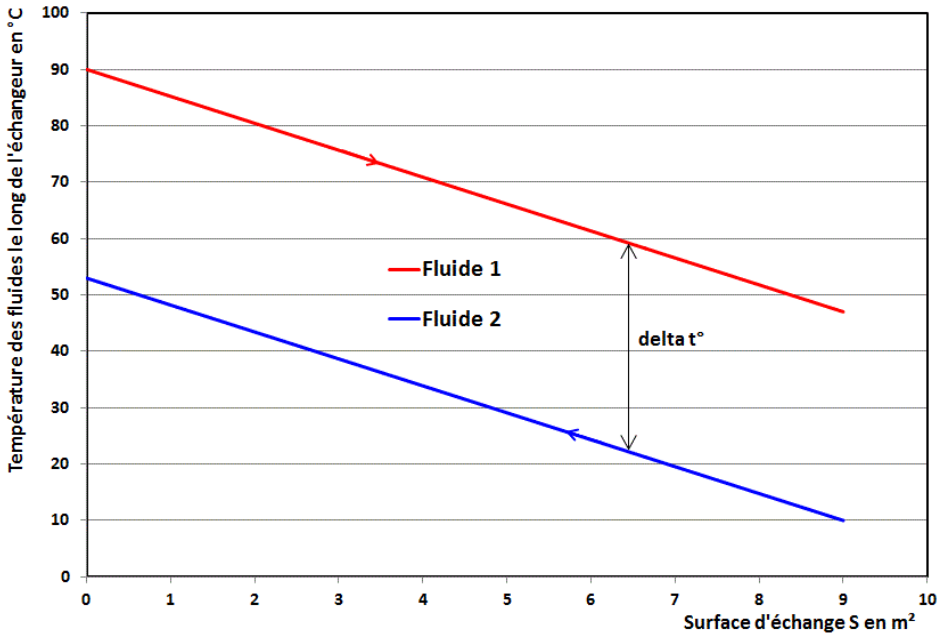


Figure I.10: évolution de T dans un échangeur à contre-courant

Dans le cas d'un échangeur à contre- courant, l'expression de la différence de températuremoyenne (DTLM) est donnée par la relation suivante :

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{Ln\left|\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right|} \qquad (1.2)$$

Avec :

$$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$$
$$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe} \qquad (1.3)$$

Où :

T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud (°C)

T_{cs} : Température de sortie du fluide chaud (°C)

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid (°C)

T_{fs} : Température de sortie du fluide froid (°C)

Echangeur à co-courant:

– À CO-COURANTS: (ou à courants parallèles): les deux fluides parcourent alors la surface d'échange dans le même sens.

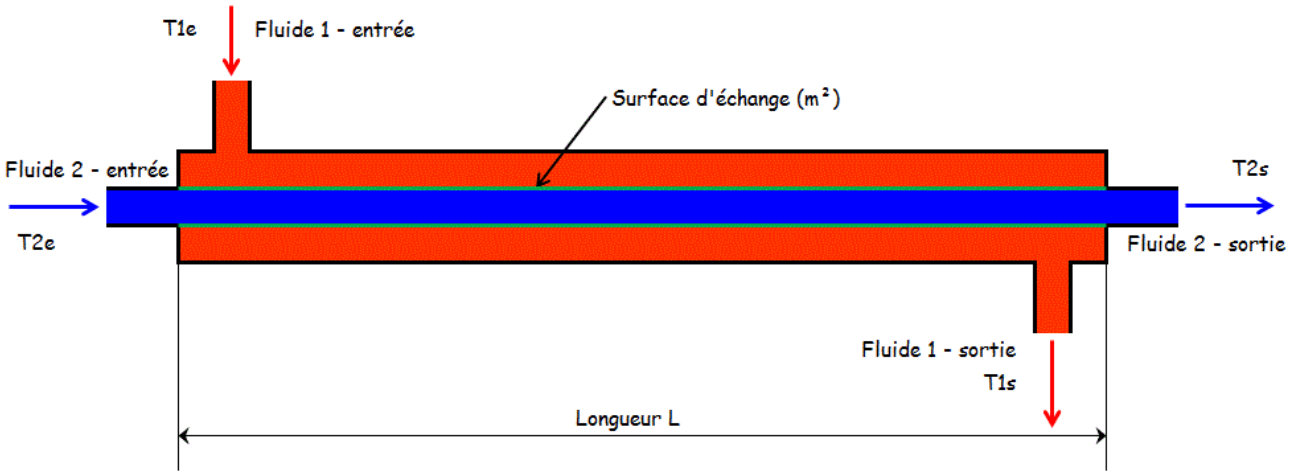


Figure I.11 : principe d'un échangeur à co-courants

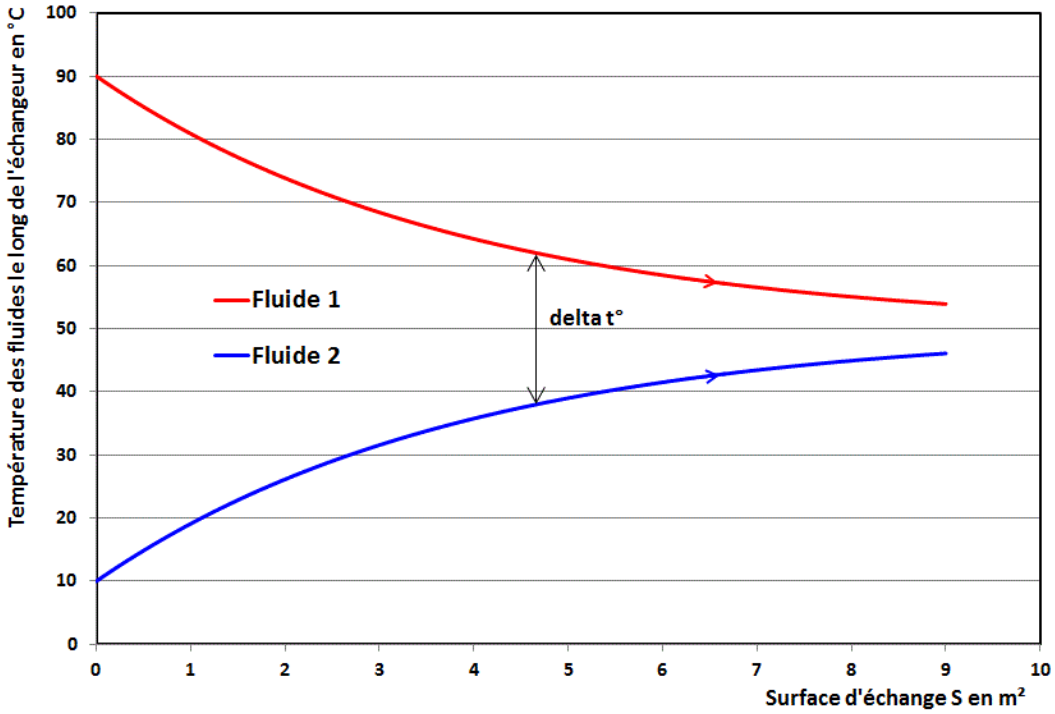


Figure I.12 : évolution de T dans un échangeur à co-courants

L'expression de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) dans le cas d'un échangeur à co-courant est donnée par la relation (1.2), avec les différences de températures à chaque extrémité de l'échangeur de chaleur s'écrient comme suit :

$$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fe}$$
$$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fs} \qquad (1.4)$$

METHODE NUT:

Cette méthode est utilisée lorsque les températures de sortie des deux fluides ne sontpas connues.

Le nombre d'Unité de transfert s'écrit :

$$NUT = \frac{U \cdot A}{\dot{C}_{min}} \qquad (1.5)$$

Où :

$$\dot{C}_{min} = \min\left(\dot{C}_c, \dot{C}_f\right)$$

Avec $\dot{C} = \dot{m} \cdot C_p$

Où :

$\dot{m}$: débit massique (kg/s)

C_p : chaleur spécifique à pression constante (J/kg.K)

Les indices c et f impliquent les fluides chaud et froid respectivement

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport entre la quantité de chaleur réellement échangée et la quantité maximale qui aurait pu être échangée avec les mêmes conditions d'entrée :

1 Pour un échangeur à co-courant, l'efficacité de l'échangeur s'écrit comme

2 suit:

$$E = \frac{q}{\dot{C}_{min}\left(T_{ce} - T_{fe}\right)}$$

$$E = \frac{\dot{C}_f (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{C}_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{C}_c (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{C}_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \qquad (1.6)$$

3

4 Pour un échangeur à contre-courant :

$$E = \frac{1 - \exp\left[-NUT \cdot (1 + Z)\right]}{1 + Z} \qquad (1.7)$$

5

Les domaines d'application des échangeurs de chaleur:

Les échangeurs de chaleurs sont des équipements en pleine croissance et dont l'utilisation est fortement appréciée au sein des industries suivantes :

- La sucrerie
- La distillerie
- L'agro-alimentaire
- La pharmacie
- La pétrochimie
- Les biotechnologies
- La chimie
- Etc…

Les nano réfrigérant :

Définition :

I.1. Définition de nanofluide:

Les nanofluides sont des solutions colloïdales composées de particules de taille nanométrique en suspension dans un liquide. Leurs propriétés thermiques étonnantes en ont fait l'objet d'intenses investigations durant la dernière décennie. On constate, notamment, une nette augmentation des échanges de chaleur qu'aucune phénoménologie ne permet encore d'expliquer de manière satisfaisante.
Cette amélioration du transfert de chaleur fait donc des nanofluides une nouvelle technologie prometteuse dans le cadre des transferts thermiques, permettant d'améliorer les performances de divers échangeurs de chaleurs.

I.2. Etat de l'art :

Le terme "nanofluide" est proposé premièrement par **Choi [7]** pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base. **Choi [7]**a trouvé que la conductivité thermique effective du mélange eau-Al_2O_3 augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1% et 5% de Al_2O_3
De plus l'adjonction dans un liquide de certains types de nanoparticules, même en très faible concentration (1% en volume), permet d'augmenter la conductivité thermique de ce dernier de 150% dans le cas de nanotubes de carbone **Choi et al**.**[8]**, et de 40% pour des nanoparticules d'oxyde de cuivre **Eastman et al**. **[9]** et plus de 20% pour des oxydes d'aluminium **[7–13]**.
De nombreuses recherches ont été menées depuis 2001 sur cette nouvelle classe de nanofluides afin de permettre une meilleure compréhension des mécanismes mis en jeu, et mettre ainsi au point des fluides caloporteurs plus performants. La forte conductivité thermique des nanofluides les désigne en effet comme des candidats potentiels pour le remplacement des fluides porteurs utilisés dans les échangeurs thermiques en vue d'améliorer leurs performances **Keblinski [10]**. Certaines limitations susceptibles de réduire les performances des nanofluides utilisées à la place des fluides caloporteurs purs, ont été étudiées

L'utilisation des nanofluides comme fluide caloporteur dans les échangeurs a montré que l'addition de nanoparticules dans un liquide augmente sa viscosité et de ce fait les pertes de charge **Yang [11]**.

De plus, le manque de stabilité dans le temps de certains nanofluides peut entraîner l'agglomération des nanoparticules et une modification de leur propriété de conduction thermique. Néanmoins, en l'état actuel des recherches, ces deux effets restent moins importants lors de l'utilisation de nanofluides que dans le cas de suspension de microparticules classiques **Daungthongsuk [12]**.

I.3. Application de nanofluide :

Les nanofluides peuvent être employés pour améliorer le transfert thermique dechaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette sectionquelques exemples d'application seront présentés tel que le transport la microélectronique, la défense, le nucléaire, l'espace et la biomédicale.

I.3.1. Refroidissement des systèmes électroniques :

Dans le circuit intégré les nanofluides ont été considérés comme fluides derefroidissement. Pour cela plusieurs études ont été effectuées.

Tsai et al [14] ont employéun nanofluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale de traitement dans un microordinateur. De leur côté ma et col ont étudié l'effet du nanofluide sur les possibilités detransfert de la chaleur d'un caloduc d'oscillation ils ont prouvé qu'a la puissance d'entréede 80 W et seulement pour une concentration volumique de φ=1% la différence detempérature entre la vaporisation et le condensateur est de 16.6°C.

I.3.2. Refroidissement des systèmes thermiques :

Le mélange d'éthylène-glycol et l'eau sont utilisés comme liquide derefroidissement dans les moteurs des véhicules l'addition des nanoparticules dans cesliquides ce dernier améliore le taux de refroidissement. Ce point est étudié par plusieursgroupes de chercheurs, **Tseng et al [14]**ont dispersé les nanoparticules de CuO et Al_2O_3dans l'huile de refroidissement du moteur de transmission. Dans une autre application,**Zhang et al [15]** ont rapporté une étude pour réduire l'usure (lubrification)

à l'aide desnanoparticules, et améliorer les propriétés tribologiqueset la résistance à l'usure avec laréduction de frottement entre les éléments mécaniques mobiles.

I.3.3. Refroidissement des systèmes militaires :

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement del'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces derniers impliquent des fluxthermique très élevés (q>500 W/cm2), ou les nanofluides ont montré leurs efficacité pour refroidir ces systèmes, et aussi les autres systèmes militaire y compris lesvéhicules militaires les sous-marins et les diodes lasers à haute puissance.

I.3.4. Refroidissement des systèmes spatiaux :

Pour les applications dans l'espace **You et al [15]** et **Vassallo et al [16]**onteffectué des études pour montrer que la présence des nanoparticules dans le fluide derefroidissement en électronique générale joue un rôle très important dans les applicationsde l'espace ou la densité de puissance est très élevée.

I.3.5. Refroidissement des systèmes nucléaires :

L'institut de Technologie de Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaireuniquement pour la nouvelle technologie (nanofluide) dans l'industrie de l'énergienucléaire. Actuellement ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nanofluides surla sûreté neutronique et de la performance économique des systèmes nucléaires.

I.3.6. La biomédecine :

Les nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédecine.Par exemple pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles detraitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées commetransporteur des drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant lerefroidissement efficace autour de la région chirurgicale, Jordan et al ont effectuéune étude ou les nanofluides pourraient être employés pour produire une température plusélevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellulessaines voisines.

I.3.7. D'autres applications :

Il y a des situations nombreuses ou l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité et au coût d'un produit d'un processus. Par exemple, dans le domaine des énergies renouvelables les nanofluides sont utilisés pour augmenter le transfert de chaleur à partir des capteurs solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité d'énergie. Les liquides réfrigérants de nanofluide ont une application potentielle dans la majorité des industries de transformations, telles que les matériaux, la production chimique, la nourriture, la boisson, le pétrole et le gaz .

Propriétéset Caractéristiques :

Les propriétés thermofluides des nanofluides ont été étudiées et caractérisées en fonction d'une multitude de paramètres dont les principaux sont : la concentration en nanoparticules, le diamètre moyen des nanoparticules, le pH de la solution, la concentration en tensioactif utilisé pour stabiliser la suspension et la température.
Une analyse expérimentale détaillée a permis d'identifier les différents régimes de dispersion que peuvent présenter les nanofluides à base d'eau et d'alumine et de déterminer les conditions de préparation pour les obtenir. Un protocole expérimental permettant d'identifier les conditions expérimentales offrant la plus grande augmentation de conductivité thermique a été développé.
La conductivité thermique et la viscosité dynamique sont les deux propriétés thermophysiques des nanofluides les plus étudiées comme l'atteste le nombre de modèles développés pour le calcul de ces deux grandeurs. Relativement, la masse volumique et la chaleur spécifique des nanofluides ont suscité peu d'intérêt, notamment sur le plan expérimental.

La masse volumique (ρ) :

La détermination de la masse volumique d'un nanofluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique à une température donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange.
Dans le cas d'un mélange, la masse volumique est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (2.1)$$

A partir de la relation (II.25), on déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (2.2)$$

Où

ρ_{nf}: La masse volumique du nanofluide.

ρ_f: La masse volumique du fluide de base.

ρ_s: La masse volumique des nanoparticules.

Viscosité dynamique (μ) :

La viscosité peut être définit comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide.

Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé. La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nanofluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température.

Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité du fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. Pour ce qui suit nous allons citer deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes :

$$\mu_{nf} = \mu_f\,(1 + 2.5\varphi) \quad (2.3)$$

Où

μ_{nf} : La viscosité dynamique du nanofluide.

μ_f : La viscosité dynamique du fluide de base.

φ : La fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable juste pour φ =0.03

La chaleur spécifique (Cp) :

La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène$Cp = \frac{dQ}{m.dT}$.

La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée.

La Conductivité thermique (K) :

Un large éventail d'études expérimentales et théoriques a été mené dans la littérature pour modéliser la conductivité thermique des nanofluides. Les résultats existants étaient généralement basés sur la définition de la conductivité thermique efficace d'un mélange à deux composants.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avaon cité des généralités (définition, types, les performances, les domaines d'applications) et on à faits des recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleurs et les nanoréfregérant.

CHAPITRE II

modalisation mathématique Des Echangeurs De Chaleur

Introduction:

Pour simuler un dispositif physique, il est nécessaire de modéliser mathématiquement tous les phénomènes mis en jeu.

Dans le cas des échangeurs de chaleur, l'étude de leur fonctionnement et de leurs performances nécessite une modélisation multiphysique incluant notamment les phénomènes d'écoulement et thermiques.

Ainsi, la formulation mathématique implique les équations de Navier-Stokes qui transforment les principes de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, et les équations de la chaleur qui représentent les principes de conservation de l'énergie.

Calcul de l'échangeur de chaleur

Calcul des coefficients d'échange de chaleur

Estimation des coefficients d'échange par convection

Pour la détermination des coefficients d'échange par convection h_1, h_3 et h_5 on procède comme suit :

On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement.

$$Pr=\frac{\mu}{\lambda}C_p \quad \text{(II.1)}$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique en (Pa.s) ou en (kg/m.s).

Cp : Chaleur massique à pression constante en (J/kg.K).

λ : Conductivité thermique en (W/m.K).

Ces propriétés sont calculées à la température moyenne.

On calcule par la suite le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \ UD_h}{\mu} \qquad \text{(II.2)}$$

Avec :

$$D_h = \frac{4S_p}{P_m} \qquad \text{(II.3)}$$

à l'intérieur du tube interne : Dh = dint

pour la section annulaire : Dh = Dint - d ext

S_p : Section de passage en (m^2).

ρ : Masse volumique

du fluide en (Kg / m^3).

U : Vitesse moyenne

du fluide en (m / s).

P_m : Périmètre mouillé en (m).

Lorsque le nombre de Reynolds (Re) et le nombre de Prandtl (Pr) sont calculés, le régime d'écoulement est alors déterminé. Ce qui nous conduit à déterminer le nombre de Nusselt (Nu) d'après les corrélations appropriées.

$$Nu = 0.027\, Re^{0.8}\, Pr^{1/3} \left(\frac{..}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

(II.4)

Pour :

Régime turbulent à l'intérieure des tubes $Re \geq 2300$

$L/d > 60$

Fluides dont les propriétés thermo-physiques varient beaucoup avec la température.

Les propriétés des fluides sont calculées à la température moyenne du fluide.

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad \text{(II.5)}$$

Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid dans un échangeur de chaleur se fait par:

convection thermique (hi) entre le fluide chaud et la paroi du tube,
conduction thermique à travers la paroi séparatrice,
convection thermique (he) entre le fluide froid et la paroi du tube.

On remarque que la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides, donc il faut rapporter le coefficient global d'échange de chaleur 'K' à la surface d'échange de chaleur du côté du fluide froid ou du côté du fluide chaud.

Par convention dans cette thèse, on rapporte le coefficient global d'échange 'K' à la surface extérieure du tube, donc :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{d_{ext}}{2\lambda} ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{d_{ext}}{d_{int}} \left(\frac{1}{h_{int}} \right)} \quad \text{(II.6)}$$

Où :

h_{ext} : coefficient d'échange de chaleur par convection côté extérieur en ($W/m^2.K$). h_{int} : coefficient d'échange de chaleur par convection côté intérieur en ($W/m^2.K$). d_{ext}, d_{int} : diamètre interne et externe du tube en (m).

λ : conductivité thermique de la paroi en (W/m.K).

Calcul des pertes de charge

Dans un échangeur, la perte de charge dans les tubes est égale à la somme des pertes dues àl'entrée et à la sortie de l'échangeur, régulière et singulière (coudes, etc.).

Elle est donnée par :

$$\Delta P = \Delta P_e + \Delta P_r + \Delta P_{sing} \quad \text{(II.7)}$$

Où

ΔP_e : Perte de charge due à l'effet d'entrée et de sortie en (Pa).

ΔP_r : Perte de charge régulière en (Pa).

ΔP_{sing} : Perte de charge singulière en (Pa).

La perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur est donnée par :

$$\Delta P_e = \frac{3}{4}\rho U^2 \quad \text{(II.8)}$$

La perte de charge due aux frottements le long de l'échangeur :

$$\Delta P_r = \frac{\Omega}{2}\frac{L}{\omega D_h}\rho U^2 \quad \text{(II.9)}$$

Où :

Ω : Coefficient de Darcy

Pour :

$2100 \leq \text{Re} \leq 10^5$ on applique la formule de Blasius.

$\Omega = 0.3164\text{Re}^{-0.25}$

Pour :

$10^5 \leq \text{Re} \leq 10^6$, on applique la formule de Herman.

$\Omega = 0.0054+0.3964.\text{Re}^{-0.3}$

ω : Coefficient correctif de viscosité dynamique il est donné pour le régime turbulent par.

$$\omega = \left(\frac{\mu}{\mu_P}\right)^{0.14}$$

μ_P : viscosité dynamique calculée à la température de la paroi.

La perte de charge singulière est :

$$\Delta P_{sing} = \zeta \frac{\rho U^2}{2} \qquad \text{(II.10)}$$

Où :

ζ : Coefficient de pertes de charge singulières.

Pour cette étude les pertes de charge sont :

$$\Delta P = \Delta P_e + \Delta P_r \qquad \text{(II.11)}$$

$$\Delta P = \frac{\Omega}{2} \frac{L}{\omega D_h} \rho U^2 + \frac{3}{4} \rho U^2$$

$$\Delta P = \rho U^2 \left(\frac{\Omega}{2} \frac{L}{\omega D_h} + \frac{3}{4} \right)$$

(II.12)

Couplage:

Dans notre modélisation numérique, il est nécessaire de coupler les équations thermique. Le couplage des deux systèmes d'équations peut être un couplage faible ou fort. Cependant, puisque nous avons utilisé le logiciel ANSYS, ce dernier permet d'utiliser le couplage fort, qui permet d'obtenir des résultats plus précis.
Les termes de couplage entre les deux phénomènes, écoulement et transfert de chaleur sont représentés par les vitesses des fluides dans l'échangeur de chaleur, qui engendre le transfert thermique convectif entre les fluides et les parois. Bien que le couplage fort donne les résultats les plus proches de la réalité, mais il nécessite plus de temps de calcul et plus d'espace mémoire à cause de l'utilisation de larges systèmes matriciels.

Méthodes numériques de resolution:

Il existe deux grandes catégories de méthodes de résolution des équations aux dérivées partielles mathématiques caractérisant les problèmes physiques , ces méthodes sont :

- Les méthodes analytiques
- Les méthodes numériques

Notre modèle numérique est basé sur la méthode des éléments finis, qui est une méthode numérique, transformant les équations aux dérivées partielles (EDP) en systems d'équations algébriques, dont la solution fournit une approximation de l'inconnue en différents points situés aux noeuds du réseau géométrique, correspondant à la discrétisation géométrique du domaine étudié
La méthode des éléments finis est très puissante pour la résolution des équations aux dérivées partielles (EDP), surtout dans les géométries complexes et quelques soient les conditions physiques de fonctionnement .C'est la méthode utilisée par le logiciel ANSYS

.

Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons présenté toutes les équations qui régissent les phénomènes d'écoulements et thermiques à l'intérieur d'un échangeur de chaleur. Ensuite, nous avons spécifié les conditions aux limites appliquées au niveau des frontières du domaine. Toutes les formules mathématiques ainsi présentées, seront décrites numériquement en développant des modèles numériques elements finis , sous logiciel ANSYS , permettant de simuler différentes application . Ces modèles numériques couplant fortement les deux types de phénomènes, écoulements et terminus.

CHAPITRE III

Résultats et discussion

INTRODUCTION :

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes applications des échangeurs de chaleur tubulaires

Différents résultats traités par notre modèle numérique , Nos modèles numériques sont conçus dans l'environnement ANSYS

1. Présentation d'ANSYS :

ANSYS est un logiciel de simulation numérique utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs ANSYS sont de domaines industriels différents telles que la construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile, le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro-électronique ou encore les biens de consommation.

Les solveurs d'éléments finis Ansys permettent une étendue et une profondeur de capacités inégalées par quiconque dans le monde de la simulation assistée par ordinateur. L'électromagnétisme thermique, structurel, acoustique, piézoélectrique, électrostatique et à couplage de circuits ne sont que quelques exemples de ce qui peut être simulé. Quel que soit le type de simulation, chaque modèle est représenté par un puissant langage de script… l'Ansys Parametric Design Language (APDL). APDL est la base de toutes les fonctionnalités sophistiquées, dont beaucoup ne sont pas exposées dans l'interface utilisateur de Workbench Mechanical. Il offre également de nombreuses commodités telles que le paramétrage, les macros, les branchements et les boucles et les opérations

mathématiques complexes. Tous ces avantages sont accessibles dans l'interface utilisateur Ansys Mechanical APDL.

2. L'identification :

Dans notre travail on va identifier le travail de Wasseem Morshed, Loubana Abbas, Hasan Nazha dans l'article " Heating performance of the PVC earthair tubular heat exchanger applied to a greenhouse in the coastal area of west Syria: An experimental study"

Description de l'échangeur :

Les positions 10 m et 20 m de la longueur du tube ont été choisies pour connaître la quantité de chaleur différence résultant de chacun d'eux dans les conditions de la zone étudiée. Les deux les diamètres 10,16 et 15,24 cm ont été choisis pour tester l'efficacité des performances de l'échangeur dans chacun d'eux. La profondeur appropriée varie d'une région à l'autre et est liée à la géographie du lieu, ainsi la profondeur de 1 m a été choisie en raison du manque de hauteur de l'étude zone au-dessus du niveau de la mer. La figure III.1 illustre un schéma de la ligne d'échangeur où les tubes ont été placés des deux côtés de la serre à 1 m de profondeur sous la surface du sol. Quant à la vitesse de l'air à travers les tubes, les deux vitesses de 1,5 et 2 m/s ont été choisies pour l'expérimentation. Des tuyaux en chlorure de polyvinyle (PVC) ont été choisis dans la recherche avec une épaisseur de 3 mm d'un côté d'une part, en plus de leur disponibilité et de leur bon marché d'autre part

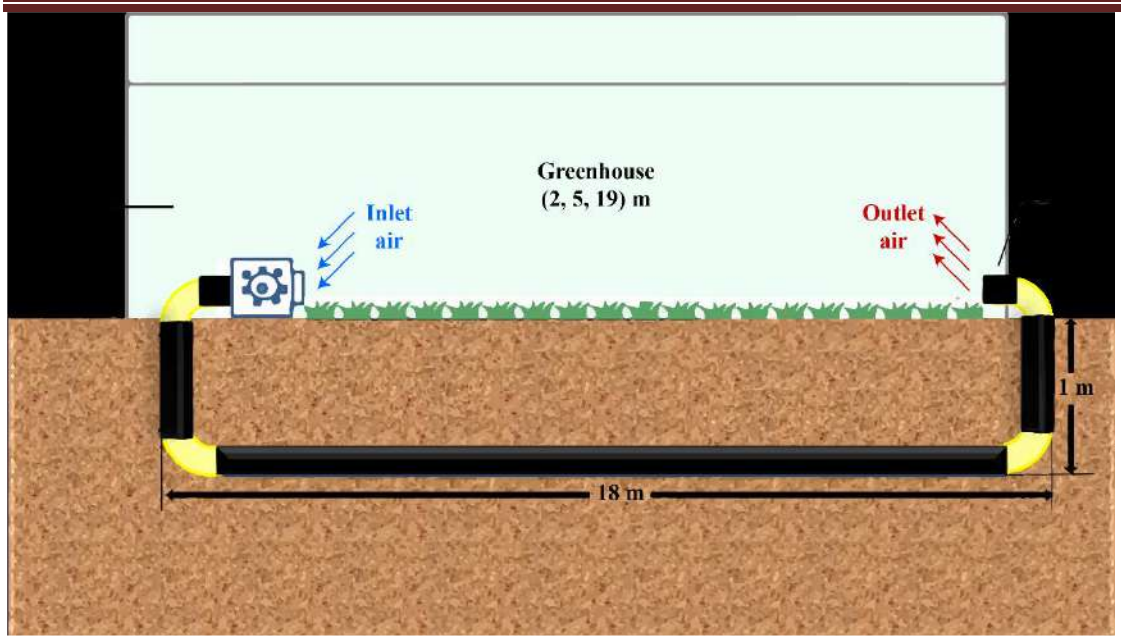


FIGURE III.1: Schéma de l'échangeur de diamètre 10,16 cm

Après avoir vérifié le bon fonctionnement des appareils et des capteurs, le sol au-dessus des deux canalisations a été remblayé, puis l'échangeur a été démarré le 1er décembre 2020. Données horaires de température ont été collectés aux trois positions (entrée, milieu et sortie du tube) pour les deux lignes tout au long du mois en utilisant des vitesses de 1,5 et 2 m/s, puis classés pour étudier l'effet de la longueur, diamètre et les paramètres de vitesse du flux d'air sur les performances de l'échangeur.

Le travail de l'échangeur de chaleur tubulaire (air-sol) dépend principalement de l'environnement quotidien et les échanges thermiques saisonniers du milieu environnant et leur transfert à travers le sol couches et leur stockage dans celles-ci [17], car il utilise le sous-sol comme source pour fournir le chauffage dans hiver [18]. L'air aspiré est poussé par un souffleur d'air pour circuler à travers les tubes de l'échangeur comme un médiateur caloporteur au milieu devant être conditionné par un processus d'échange de chaleur entre celui-ci et le sol à travers les parois des tubes [19], où la chaleur est transférée du l'air circulant à travers le tube jusqu'à ses parois par convection puis transmis à travers celui-ci par conduction vers le sol environnant comme le montre la FIGURE III.2 La performance de l'échangeur dépend en grande partie sur les différences thermiques entre l'air entrant

dans les tuyaux et le sol, et plus la différence de température, plus l'efficacité de la performance est grande [20].

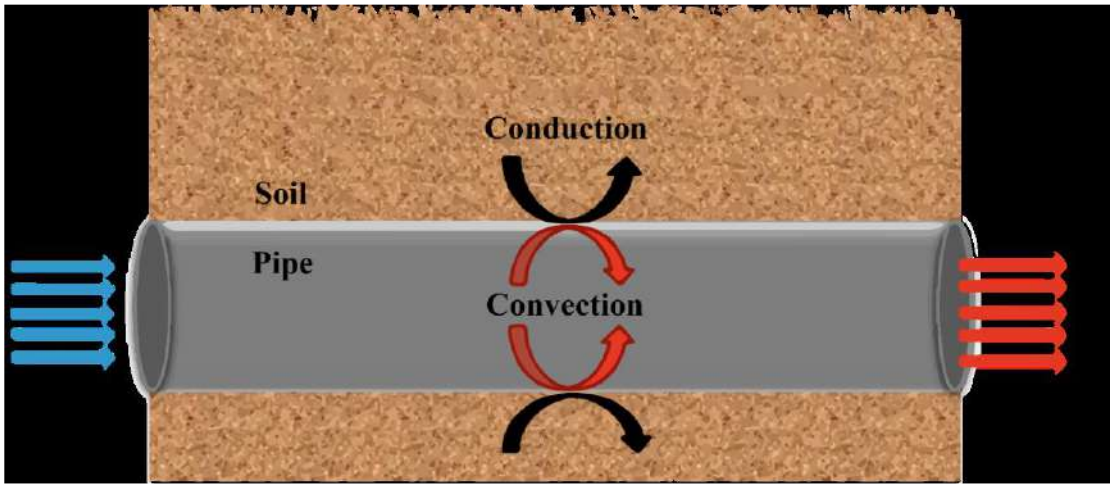


FIGURE III.2 :Heat exchange between tube air and soil.

Résultats :

Au cours du mois de décembre 2020, la température extérieure moyenne de 13 ºC et la température moyenne enregistrée à l'entrée des deux lignes de l'échangeur était de 11,5 ± 5 ºC. La valeur la plus basse et la plus haute enregistrées à 2 et 24 ºC respectivement, et la température du sol était stable entre 18 et 19 ºC comme indiqué sur la figure III.3

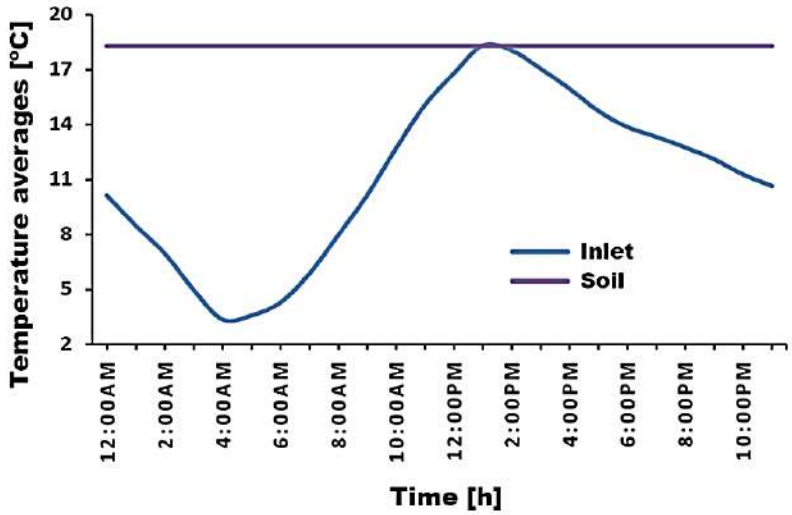


FIGURE III.3: Moyennes horaires des températures du mois de décembre / 2020 à l'entrée des lignes d'échangeurs, et température moyenne du sol.

Les résultats indiquent un effet significatif de la longueur du tube et de son diamètre sur les températures, car l'augmentation de la longueur et la réduction du diamètre ont entraîné une augmentation de la température de l'air de sortie. L'effet de la vitesse du flux d'air sur les performances de chauffage de l'échangeur pendant les périodes de Du 1er au 7 décembre pour une vitesse de 2 m/s, et du 25 au 31 décembre 2020 pour une vitesse de 1,5 m/s ont été étudiées pour la ligne de l'échangeur de diamètre 10,16 cm. La les températures moyennes horaires ont été prises de 12h00 à 9h00, dans lesquelles la meilleure performance de l'échangeur était pendant la période susmentionnée, et un test T a ensuite été effectué sur ceux-ci.

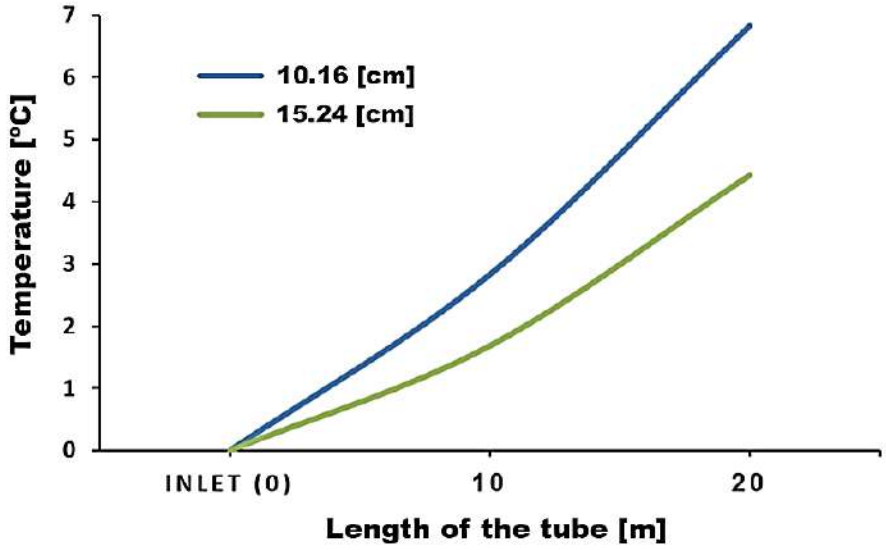


FIGURE III.4: La quantité de température augmentée par la différence de hauteur.

TABLEAU III.1: Les résultats du test T.

Température du sol [°C]	**Rapidité [Mme]**	**Toutlet [°C]**	**Standard déviation**	T	**Sig.(bilatéral) Importance niveau**	**ΔToutlets [°C]**	**ΔTin-out [°C]**
18-19	1.5 2	12.15 14.27	1.64 0.77	3.69	0.002	2.12	6.99 5.5

Par comparaison entre les résultats des deux vitesses 1,5 et 2 m/s, on a trouvé que la valeur
de T = 3,69 avec une valeur de signification de 0,002 est inférieur au niveau de signification de 5 % car montré dans le tableau 4. Par conséquent, il existe des

différences significatives entre les températures moyennes de la ligne de diamètre 10,16 cm aux deux vitesses différentes, et la valeur de différence est de 2,12 ºC en en faveur de la vitesse inférieure est de 1,5 m/s car les deux vitesses 1,5 et 2 m/s ont soulevé l'air température de 6,99 et 5,5 ºC respectivement. Ceci est en accord avec la simulation et résultats expérimentaux de Bansal et al. étude [21] d'un échangeur constitué de deux matériaux différents tuyaux (PVC et acier doux) de 23,42 m de longueur et 0,15 m de diamètre enterrés à 2,7 m de profondeur dans
Inde (Ajmer), et les vitesses du flux d'air étaient de 2, 3,2, 4 et 5 m/s. Le maximum augmente en les températures pour les deux tuyaux étaient de 4,5 ºC et 4,8 ºC à une vitesse de l'air de 2 m/s.
Le résultat de notre étude est également en accord avec Deldan et al. étude [22] sur le chauffage d'une serre à l'aide d'un échangeur de chaleur monotube en PVC d'une longueur de 42 m et d'un diamètre de 0,25 m à une profondeur de 3,5 m en Inde (Ludhiana). L'étude a été menée d'octobre 2014 à février 2015à des vitesses de 2,3 à 24 m/s. La meilleure performance était à la vitesse la plus basse, ce qui signifie que avec l'augmentation de la vitesse, les performances ont diminué.
Il a été constaté que l'augmentation de la longueur des tubes provoquait une augmentation de la surface de contact entre l'air et le sol (la surface d'échange de chaleur), ce qui a permis un plus grand échange de chaleur, tout en augmentant le diamètre a diminué la pression d'air à l'intérieur des tubes, ce qui a négativement affecté le processus d'échange de chaleur et augmenté les exigences du ventilateur d'admission. De plus, en utilisant les vitesses lentes du flux d'air à travers les tuyaux ont donné de meilleures performances car la diminution de l'air la vitesse augmente dans une certaine mesure le temps de contact de l'air avec la surface du tube et donc améliore le transfert de chaleur vers et depuis le sol entourant les tuyaux de l'échangeur. Comme mentionné précédemment, la différence de température la plus élevée obtenue à la vitesse de 1,5 m/s pour le tuyau de diamètre 10,16 cm était de 12,5 ºC, le débit volumique de l'air est de 0,012 m3/s, et le le débit massique de l'air est de 0,0153 kg/s selon l'Eq. 4 et éq. 3, respectivement. Par conséquent, la l'énergie de sortie est de 192,614 W, selon l'équation. 2, et le coefficient de performance de chauffage (COP) était de 2,266, selon l'éq. 6.

A la vitesse de l'air de 2 m/s pour le même diamètre de tuyau (10,16 cm), la température la plus élevée les différences obtenues aux températures d'entrée et de sortie étaient de 3,7 ºC et 12,3 ºC, respectivement. La la densité de l'air était de ρ=1,26 kg/m3 et la chaleur spécifique était de Cp=1003,2 J/ kg.ºC. De l'éq. 4, le le débit volumique de l'air est de 0,016 m3/s et le débit massique de l'air est de 0,02 kg/s selon à l'éq. 3. Par conséquent, l'énergie de sortie est de 172,55 W, selon l'équation. 2, et le coefficient de la performance de chauffage (COP) était de 2,03, selon l'Eq. 6. Sur la base de ces résultats, on observe que la vitesse inférieure donne une température de sortie plus élevée pour le diamètre constant du tuyau ; cela peut être dû au fait que l'air reste plus longtemps dans le tuyau, ce qui permet un plus grand échange de chaleur et donne plus d'élévation de température de l'air de sortie. Cette montée en température augmente l'énergie de sortie du système et le coefficient de chauffage performances (COP).
Dans notre trvaille on à identifier meme travile avec logiciel ANSYS APDL , et on à trouver les résultats suivants :

geometries de l'échangeur :

tableau III.2 : paramètre de l'échangeur de chaleur SOL-AIR utiliser dans la simulation

Parmètre	**Valeur**
Langeur	**50m**
Diameter	**50mm**
épaisseur du tuyau	**4mm**
Vitesse	**1.5m/s**
profondeur du tuyau	**3m**

SIMULATION AVEC ANSYS :

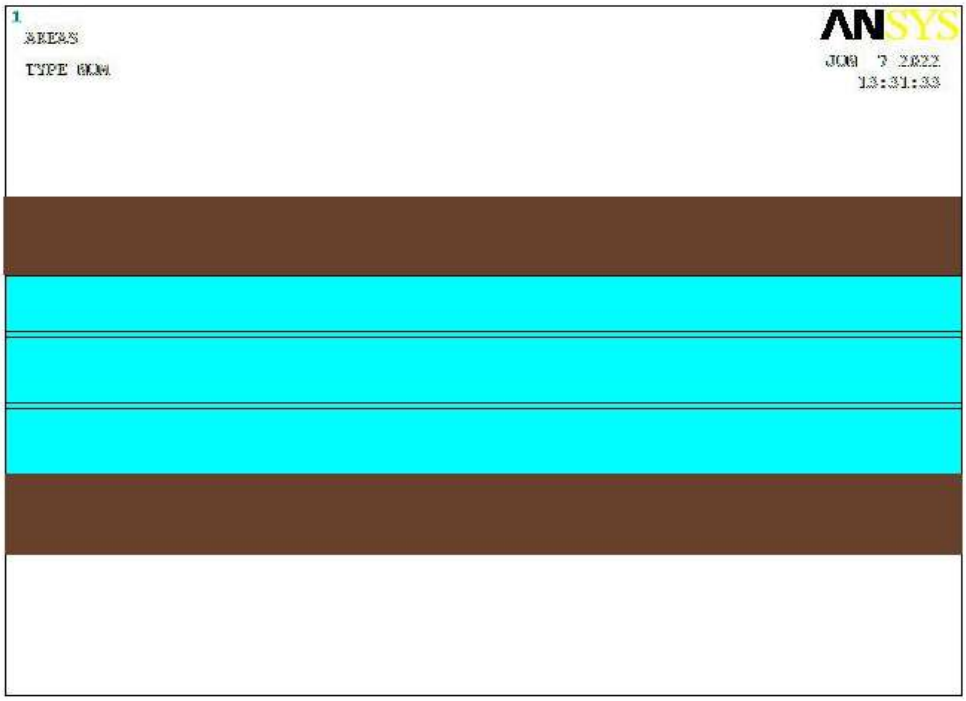


FIGURE III.5 Géométrie de l'échangeur de chaleur

TABLEAU III.3: Propriétés thermiques des matériaux :

	sol	**PVC**
Conductivité thermique Λ	1.7	0.16
Densité ρ	1500	1380
Chaleur specifique c_p	880	900

TABLEAU III.4 : Propriétés physiques et thermiques de l'eau

	Eau	**Air**	**Propylene glycol**
Conductivité thermique Λ	**0.64**	**0.02624**	**0.200**
Densité ρ	**1000**	**1774**	**1025**
Chaleur specifique c_p	**4180**	**1005.7**	**3956**
Viscosité dynamique	**0.000355**	**0.0000185**	**0.0581**

indice :

X1 : géomitrie à l'entrer de l'échangeur

X2: géomitrie au millieu de l'échangeur

X3: géomitrie à la sortie de l'échangeur

TEMPERATURE:

premiére experiance : (sol+eau)

dans cette experiance on à essai l'eau avec le sol

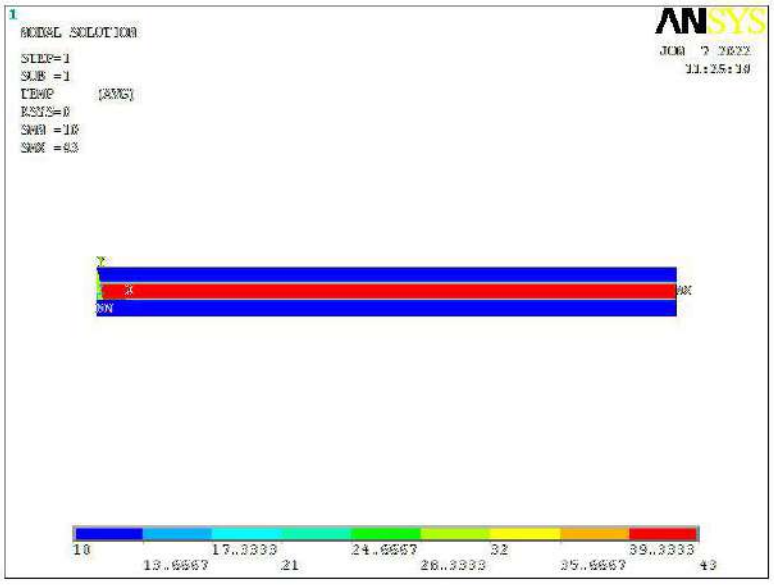


FIGURE III.6: representation de champ du temperature (sol+eau)

Résultats :

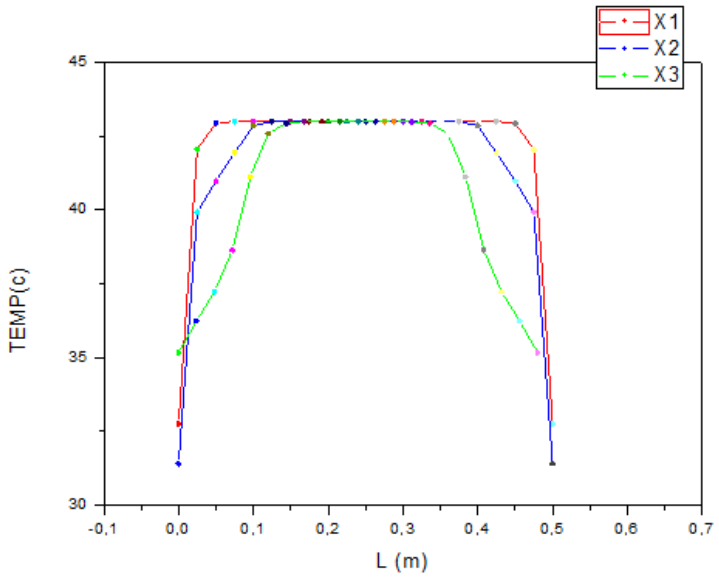


FIGURE III.7:profil de temperature axial (sol+eau)

Commentaire :on remarque qu'on le Figure III.6.7 une bonne interaction, qui favorise le transfert de chaleur.

deuxiéme experiance : (sol+propylène glycol)

dans cette experiance on à essai le propylène glycol avec le sol

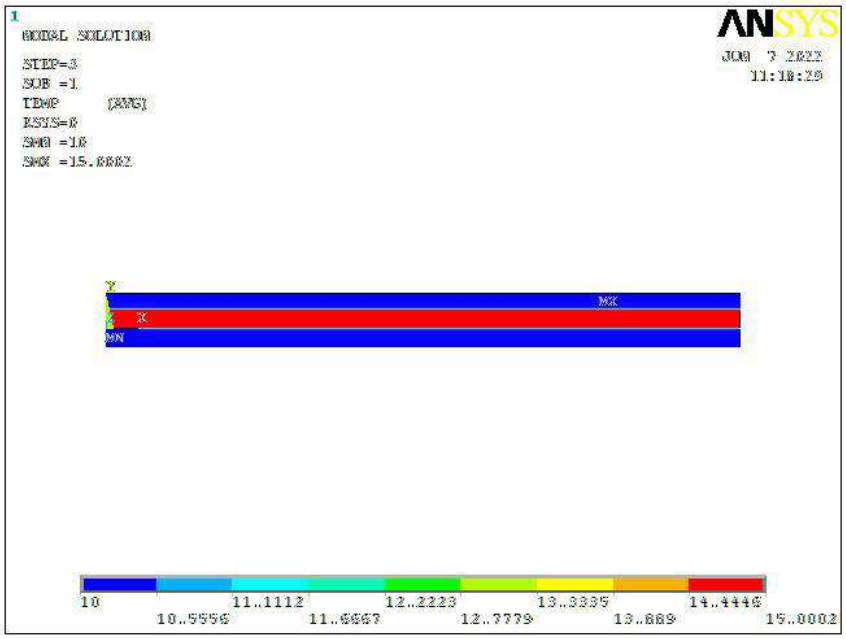


FIGURE III.8 : representation de champ du temperature (sol+gly)

Résultats :

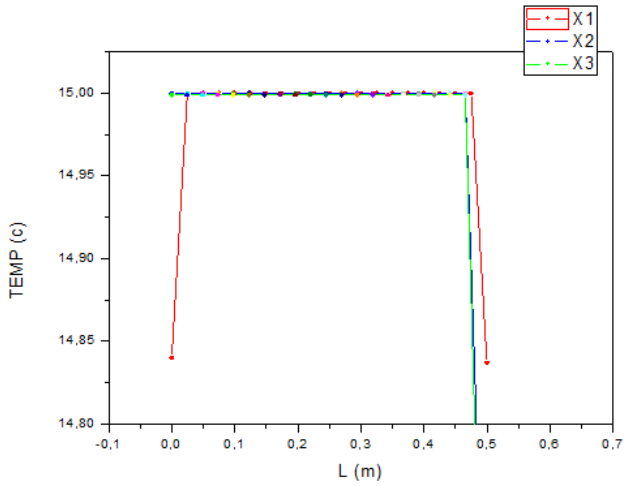


FIGURE III.9: profil de temperature axial (sol+glycol)

commentaire : on remarque qu'on le **Figure III.8.9** une pas mal interaction , qui favorise le transfert de chaleur

troisiéme experiance : (sol+air)

dans cette experiance on à essai l'air avec le sol

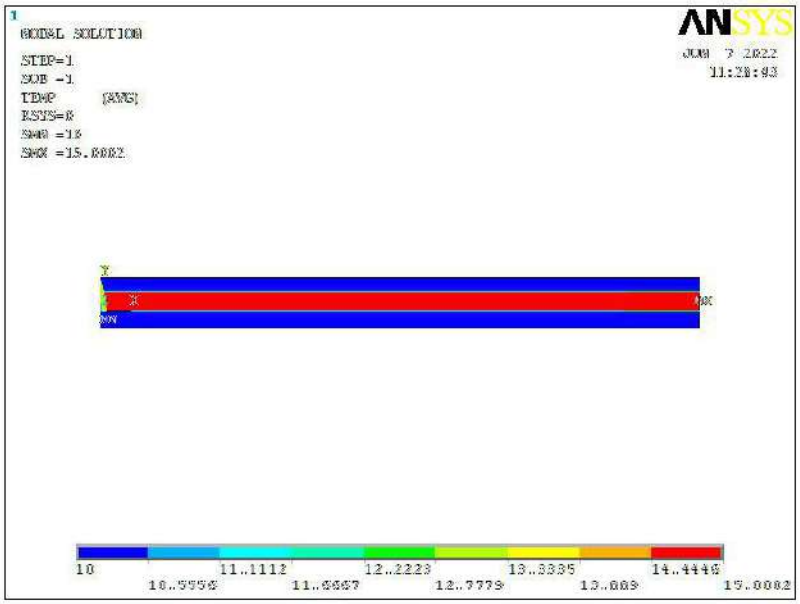


FIGURE III.10: representation de champ du temperature(sol+air)

Résultats :

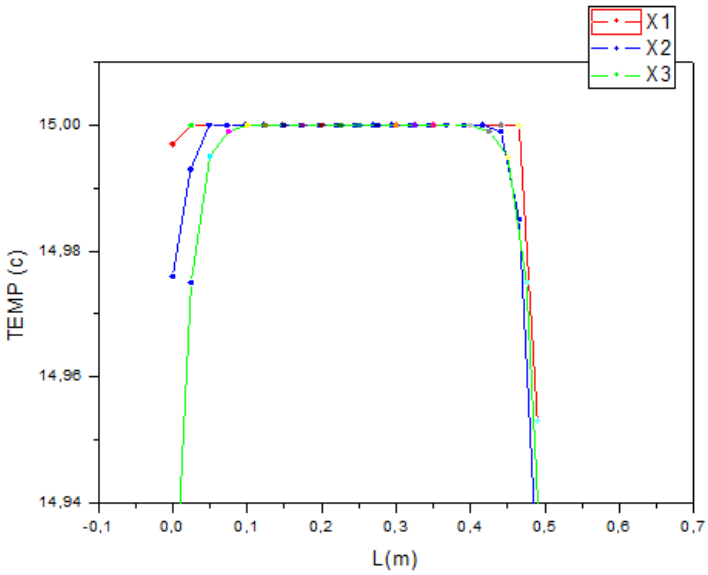


FIGURE III.11: profile de temperature axial (sol+air)

commentaire : on remarque qu'on le **Figure III.10.11** une interaction normal , qui favorise le transfert de chaleur.

- **les figure III(7.9.11)** : montrent les profils de la température pour différents géométrie (X1, X2, X3) dans l'échangeur de chaleur à triple tube.

on noté que : la température est proportionnelle avec la position dans l'intervalle [0 ,0.5]. On compare entre la langeur on note toujours la température augmente rapidement dans la langeur minimale

comparaison :

d'apres les remarques qui on à noté dans les trois experiance la bonne interaction est dans la premier experiance (sol+eau) .

VITESSE:

indice : la vitesse dans les graph est avec le signe négatif (-) parceque on à supposer que l'échangeur est un échangeur à contre-courants .

premier experience :(sol+eau)

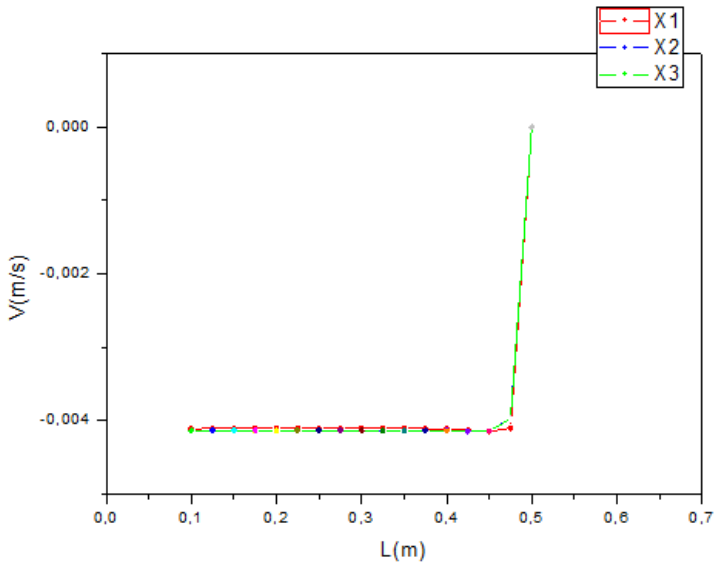


Figure III.12: profile de vitesse axial (sol+eau)

commentaire : on noté que le champ de vitesse est stable dans l'intervale [0.1 , 0.47] apres il a augmente dans [0.47,0.5]

deuxième experience :(sol+propylène glycol)

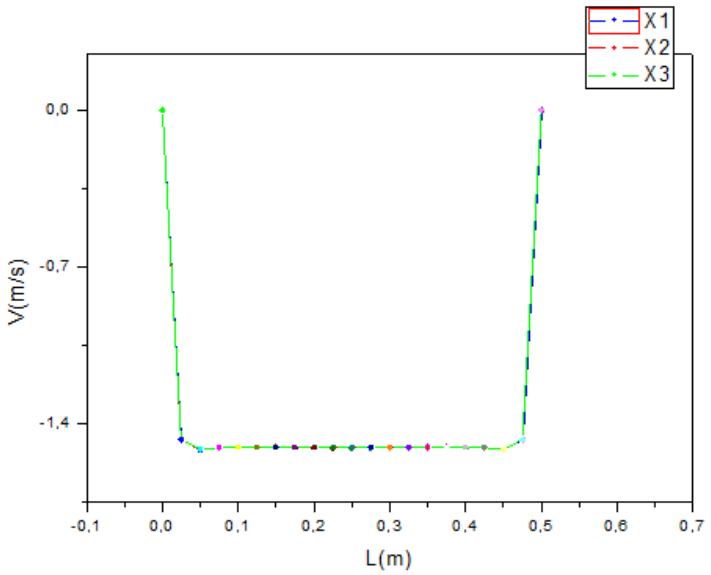


Figure III.13 : profile de vitesse axial (sol+propylène glycol)

commentaire : : on noté que le champ de vitesse est augmente dans l'intervale [0, 0.03] apres il a stablisé dans[0.03,0.47]apres il a diminuer dans l'intervale [0.47,0.5]

Troisième experience : (sol+air)

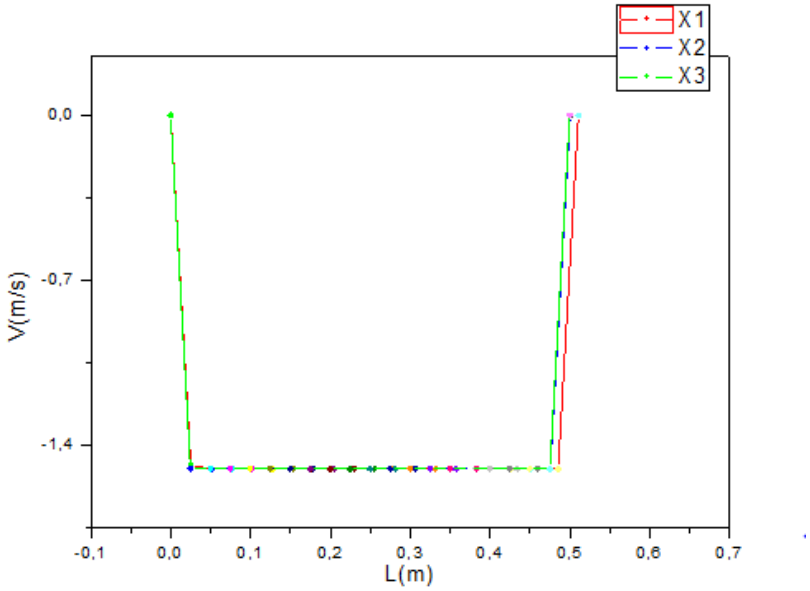


Figure III.14: profile de vitesse axial (sol+air)

commentaire : on noté que le champ de vitesse est augmente dans l'intervale [0, 0.03] apres il a stablisé dans[0.03,0.47]apres il a diminuer dans l'intervale [0.47,0.5]

les figures III(12.13.14) : montrent les profils de la température pour différents géométrie (X1, X2, X3) dans l'échangeur de chaleur à triple tube

comparaison : d'apres les courbes des vitesse on a noté que le profil de vitesse est presque le meme dans les trois experiance .

Conclusion:

Ce chapitre est consacré à l'analyse des résultats numériques du problème d'écoulement et de transfert d'énergie dans l'échangeur de chaleur à trois tubes développé sur la base d'ANSYS.

Apres les résultats de la simulation, nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

Dans l'échangeur de chaleur à trois tubes, la distribution de température est bien visible (existence de la couche limite), et les côtés chaud et froid interagissent bien, ce qui favorise le transfert de chaleur longiditaire.

L'uniformité de la vitesse dans la géométrie étudiée prouve la diffusion axiale.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION Générale

Dans ce mémoire nous avons étudie l’effet des nanorefregerant dans les échangeurs triple tube concentrique au presence des chican

Nous avons obtenu des resultants des champs de tempurateur et de vitesse et on à realiser cette mémoire avec logiciel ANSYS et on à traiter les resultants avec le programme ORIGIN

Enfin, ce travail nous permet d'approfondir les connaissances mécanique et thermique des échangeurs de chaleur . Simuler l'appel du logiciel "ANSYS", qui nous donne l'opportunité d'apprendre à simuler la valeur moyenne du logiciel.

Références

[1]: C. Zuritz, On the design of triple concentric-tube heat exchangers, J. Food Process Engrg.12 (1990) 113–130

[2]: Ahmet Űnal, Theatrical Analysis of Triple Concentric Tube Heat Exchanger part: 2 case studies, Heat Mass Transfert, 28 (2001) 243–256

[3]: Unal, A. and Gztiirk, B, On the optimum design of triple concentric-tube heat exchangers, Econd Trabzon International Energy and Environment Symposium, Trabzon, (2001) 426– 430 TURKEY.

[4]: O. García-Valladares, Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences 43 (2004) 979–991,

[5]: P.K. Nema , A.K. Datta, Improved milk fouling simulation in a helical triple tube heatexchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) 3360–3370, India.

[6]: P.K. Sahoo a, I.A. Ansari b, A.K. Datta b, Milk fouling simulation in helical triple tubeheat exchanger, Journal of Food Engineering , 69 (2005) 235–244, India.

[7] S. U. S. Choi and J. A. Eastman, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles." Oct. 01, 1995.

[**8**] **S. U. S. Choi, Z. G. Zhang, W. Yu, F. E. Lockwood, and E. A. Grulke**, "Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions," *Appl. Phys. Lett.*, vol. 79, no. 14, pp. 2252–2254, Oct. 2001, doi: 10.1063/1.1408272.

[9] J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, and L. J. Thompson, "Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles," *Appl. Phys. Lett.*, vol. 78, no. 6, pp. 718–720, Feb. 2001, doi: 10.1063/1.1341218.

[10] P. Keblinski, J. A. Eastman, and D. G. Cahill, "Nanofluids for thermal transport," *Mater. Today*, vol. 8, no. 6, pp. 36–44, Jun. 2005, doi: 10.1016/S1369-7021(05)70936-6.

[11] Y. Yang, Z. G. Zhang, E. A. Grulke, W. B. Anderson, and G. Wu, "Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 6, pp. 1107–1116, Mar. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.038.

[12] W. Daungthongsuk and S. Wongwises, "A critical review of convective heat transfer of nanofluids," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 5, pp. 797–817, 2007, doi: 10.1016/j.rser.2005.06.005.

[13] P. Vadasz, "Heat conduction in nanofluid suspensions," *J. Heat Transfer*, vol. 128, no. 5, pp. 465–477, May 2006, doi: 10.1115/1.2175149.

[14]C. Y. Tsai, H. T. Chien, P. P. Ding, B. Chan, T. Y. Luh, and P. H. Chen, "Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance," *Mater. Lett.*, vol. 58, no. 9, pp. 1461–1465, Accessed: May 20, 2021. [Online]. Available: https://www.academia.edu/22368750/Effect_of_structural_character_of_gold_nanoparticles_in_nanofluid_on_heat_pipe_thermal_performance

[15]C. . lind and K. . huang Tseng S.C, "heat transfer enhancement of naofluids in Rotary Blade Coupling of new correlations," *I.J.of Heat Mass Transf.*, pp. 4675–4682, 2009.

[16]Z. Zhang, Q. Xue, and J. Zhang, "Synthesis, structure and lubricating properties of dialkyldithiophosphate-modified Mo-S compound nanoclusters," *Wear*, vol. 209, no. 1–2, pp. 8–12, 1997, doi: 10.1016/S0043-1648(96)07288-2.

[17] R.K. Singh, R.V. Sharma, Mathematical Investigation of Soil Temperature Variation for Geothermal Applications, International Journal of Engineering. 30 (2017) 1609-1614.

[18] T.S. Bisoniya, A. Kumar, P. Baredar, Experimental and analytical studies of earth–air heat exchanger (EAHE) systems in India: a review, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 19 (2013) 238-246.

[19] K.K. Agrawal, G.D. Agrawal, R. Misra, M. Bhardwaj, D.K. Jamuwa, A review on effect of geometrical, flow and soil properties on the performance of Earth air tunnel heat exchanger, Energy and Buildings. 176 (2018) 120-138.

[20] M.K. Rodrigues, R. da Silva Bru, J. Vaz, L.A.O. Rocha, E.D. dos Santos, L.A. Isoldi, Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an Earth-Air Heat,Exchanger (EAHE) employing the Constructal Design method, Renewable Energy. 80 (2015) 538-551.

[21] V. Bansal, R. Misra, G.D. Agrawal, J. Mathur, Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating, Energy and Buildings. 41 (2009), 1151-1154.

[22] N. Deldan, A. Rajan, V.S. Hans, A. Kaushal, Evaluation of thermal performance of single pass earth–air heat exchanger in heating mode, Environmental Progress & Sustainable Energy. 36 (2017) 1253-1261.