REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologies

Mémoire de fin d'études de Master

Filière: Génie Mécanique
Spécialité: Énergétique

Étude numérique du problème conjugué d'un nano réfrigérant pour les configurations complexe dans un échangeur à plaque

Présenté par

Hamla leyla

Cherfi dalila

Proposé et Dirigé par

Dr: Zirari Mounir

Promotion juin 2020

2020

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail:

***A** mon père qui m'a donné des leçons de courage, de volonté et de patience.*

Toi qui ne m'as jamais refusé un souhait ou une demande.

***A** ma mère, ma source de tendresse et d'amour. Tu m'a toujours considérée comme ta sœur, ton amie et encore ton bébé.*

***A** l'homme qui a donné un sens a ma vie, et qui m'a appris l'art de vivre malgré tous les obstacles.*

***A** vous mes frère Amine et Souhaibe.*

***A** mes grands-mères, que dieu vous bénisse.*

***A** vous mes sœurs Faiza, Kenza, Samira, Amina et Noussaiba.*

***À** la femme de mon cher frère: Karima.*

***A** vous mes neveux et nièces , krimou , Malek ,Asma, Selsabile, Silina , Adam, Eline , Alaa , Solaf , doaa , zeineb et bien sue mon amour Yasser .*

***A** tous mes oncles, mes tantes, ma cousine et mes cousines.*

***A** mon binôme que j'estime et j'aime beaucoup Dalila.*

***Et** a tous ceux qui ont contribué au bon déroulement de ma formation.*

Leyla

2020

Je dédie ce modeste travail:

A *mon père qui m'a inculqué la culture de la lecture.*

A *mon mère cet ange de tendresse qui était toujours a mes cotés.*

A *mes grands mère et mes grands père, que dieu vous bénisse*

A *mes frère: Ismail, Hamid, Houcin, khaled, Walid.*

Aux *femmes de mes frères: Wahiba et Hasna*

À *ma bien-aimée, ma nièce: Rinad.*

À *ma deuxième maman: Tante Mariam*

A *tous ma famille*

A *tous mes amies qui m'ont soutiens : Alida, hadda et Asma*

Et *a leur tête ma sœur Leyla.*

A *tous les enseignants que j'ai eus depuis l'école primaire.*

Dalila

2020

Remerciement

Nous *tenons tout d'abord à adresser nos plus profonds et sincères remerciements a notre professeur Zirari Mounir, qui a dirigé ce travail, pour ses conseils, pour sa patience, sa compréhension et sa disponibilité.*

Notre très reconnaissance s'adresse également a Zirari Mounir, qui était un père pour nous et a fait confiance en nous, pour ses encouragements et pour sa générosité.

Nous tenons aussi a remercier tus les enseignants du département de génie Mécanique qui ont contribué a notre formation.

Nos remerciements sont adressés a nos camarade de la promotion 2020, et a leur tête : Alida, hadda, Asma, Malek, Zahra.

Nous remercions aussi tous ceux qui nous ont apporté de l'aide et ceux qui ont contribué a la réalisation de ce mémoire.

2020

RÉSUMÉ

dans ce travail nous proposons d'étudié de l'influence de la concentration en nanoparticule dispersées dans un fluide de base, conjugué avec l'effet des configurations géométrique , sur la longueur d'établissement du régime turbulent et la diffusion thermique dans un échangeur à plaque avec circulation contre courant , ou les effets thermique et dynamique pour plusieurs serons analysé . L'étude de simulation numérique est basée sue un modèle de conservation de quantité de mouvement, de masse et d'énergie, discrétisé par la méthode d'éléments finie.

Mots clés: Échangeur à plaque, nano réfrigérant, simulation numérique, éléments finis, écoulement, modélisation, ansys

ABSTRACT

in This Works we propose to study the influence of the concentration of nanoparticules dispersed in a basic fluide, combined with the effect of the geometrical configurations, on the length of establishment of the turbulent régime and the thermal diffusion in a heat exchanger at plate with circulation against current, or the thermal and dynamic effects for several will be analyzed. The numerical simulation study is based on a model of momentum, mass and energy conservation, discredited by the finite element method.

Keywords: Plate heat exchanger, nano refrigerant, numerical simulation, finite elements, flow, modeling, and ansys

ملخص

في هذا العمل ، نقترح دراسة مدى تأثير تركيز الجسيمات النانوية المشتتة في السائل الأساسي ، مع تأثير التكوينات الهندسية ، على طول إنشاء النظام المضطرب والانتشار الحراري في المبادل الحراري في لوحة مع تداول ضد التيار ، أو الآثار الحرارية والديناميكية لعدة سيتم تحليلها. تستند دراسة المحاكاة العددية إلى نموذج للمحافظة على الزخم والكتلة والطاقة ، حسب تقدير طريقة العناصر المحدودة.

الكلمات الرئيسية: لوحة مبادل حراري ، نانو التبريد ، المحاكاة العددية ، العناصر المحدودة ، التدفق ، النمذجة ، ansys

2020

Table des matières

Introduction général.....01

Chapitre I: Recherché Bibliographique

I /Généralités sur les échangeurs de chaleur……...…02

I.1 Définition d'un échangeur thermique……....02

I.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique……..02

I.3 Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur……...02

I.4 Composition d'un échangeur……..…03

I.5 Types classiques des échangeurs de chaleur……..….04

I.5.1 Critères de classement des échangeurs……...05

I.5.1.1 Classement technologique……...05

I.5.1.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur……05

I.5.1.3 Classement fonctionnel……05

I.5.1.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur ……05

I.5.1.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange……06

I.6 Classification……..06

I.6.1 Echangeurs tubulaires……06

I .6.2 Les échangeurs à plaques……..07

I.6.2.1 Échangeurs à surface primaire……07

I.6.2.2 Les échangeurs à plaques et joints.....08

I.6.2.3 Les échangeurs à plaques soudées……...…09

I.6.2.4 Les échangeurs de chaleur à plaques brasées……..10

I.6.2.4.1 Échangeur plat lair……11

I.6.2.4.2 Échangeur Compabloc……11

I.6.2.4.3 Échangeur Packinox.....12

I.7 L'encrassement……..13

I.7.1 Encrassement particulaire……....13

I.7.2 Corrosion.....14
I.7.3 Entartrage……14
I.7.4 Encrassement par réaction chimique…….....14
I.7.5 Encrassement par solidification4……..15
I.8 Les nano réfrigérants……..15
I.8.1 Nanoparticules.....15
I.8.2 Types de nanoparticules.....15
I.9 L'état de l'art……16

Chapitre II: Formulation Mathématique

II.1 Introduction……...…19
II.2 Modélisation de L'écoulement des Fluides……...…19
II.2.1 Equation de Navier-Stokes……..19
II.2.2 Equation de continuité……20
II.2.3.La décomposition statique (La décomposition de Reynolds)……..20
II.2.4 Traitement statistique des écoulements turbulents……..21
II.3 Les équation des mouvements moyennes…….….23
II.3.1 Équation de continuité de mouvement moyen……..24
II.3.2 Équation de Navier-stocks moyenne…….24
II.3.3 Equation de transport des tensions de Reynold.....24
II.3.4 Équation de l'énergie cinétique fluctuante K=1/2 R_{ij}:……..26
II.3.5 Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante……26
II.4 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence……27
II.4.2 Hypothèse de viscosité turbulente de bousines……...…27
II.4.3 Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl……..27
II.4.4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov……27
II.5 Modélisation du transfert de chaleur……27
II.5.1 Equation d'énergie……..27
II.5.2 Transferts de chaleur en écoulements incompressibles……..27
II.6 Conclusion……29

Chapitre III: Méthode Numérique

III.1Introduction……..32

III.2 Méthodes de discrétisation……..32

III.2.1 Méthode des différences finies…….….32

III.2.2 Méthode des volumes finis.....33

III.2.3 Méthodes des éléments finis……..33

III.3 Résolution des équations par éléments finis…….34

III.3.1Introduction……34

III.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis……..35

III.3.2.1 Formulation vibrationnelle forte……35

III.3.2.2 Formulation variation elle faible.....35

III.3.3 forme générale des équations du système……..36

III.4 Maillage……..37

III.4.1 Discrétisation…….38

III.4.1.1Terme temporelle.....39

III.4.1.2 Terme d'advection……..…40

III.4.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU)……..…40

III.4.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin)…….41

III.4.1.2.3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG)……..42

III.4.1.3 Terme de Diffusion……..…….43

III.4.1.4 Termes source…….43

III.5 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini……..43

III.5.1 Bilan Thermique……43

III.5.2 Forme discrétisée…….....44

III.5.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures…...…45

III.5.2.2 Représentation globale du champ de températures……46

III.6 Conclusion……47

Chapitre VI: Résultats et discussion

IV.1 Introduction……48

IV.2 Présentation d'ANSYS (APDL)……..48

IV.3 Identification……48

IV.4 Description du domaine d'application……50

IV.4.1 La géométrie……51

IV 4.2 Maillage……..52

IV.4.3 Les conditions aux limite ……..…52

IV.5 Interprétation des résultats……53

IV.5.1 Champs de vitesse……53

IV.5.1.1 Profils de vitesse transversale dans le long de l'échangeur……54

IV.5.1.2 Profils de vitesse radiale (y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)……54

IV.5.2 Champs de temperature ……54

IV.5.2.1Profils de température transversale dans le long de l'échangeur……55

IV.5.2.2Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)……55

IV.5.3 Champs de pression……..56

IV.6 les résultats avec nano fluide(Al_2O_3) pour défirent concentration……57

IV.6.1 Champs de vitesse ……57

IV.6.1.1Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (Al_2O_3, lait)……58

IV.6.2 Champs de température ……60

IV.6.2.1 Profils de température transversale dans le long de l'échangeur.....61

IV.6.2.2 Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)……62

IV.6.3 Champs de pression ……..63

IV.6.3.1 : Profils de pression transversale dans le long de l'échangeur……..64

IV.7 Calcul de La puissance thermique (Φ) ……..64

IV.7.1 Méthode du DTLM (différence des températures logarithmique moyenne)……64

IV.7.2 Utilisation de la relation E-NUT……67.

IV.7.3 Performance en termes de nombre d'unités de transfert ……68

IV.8 Conclusion ……69
Conclusion general……..70

LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Les composants d'un échangeur de chaleur……..04

Figure I.2: La matrice tournante de l'échangeur rotatif……..04

Figure I.3: Les différents types d'échangeurs tubulaires……06

Figure I.4: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire……08

Figure I.5: Echangeur à plaques et joints (ALFA LAVAL).....09

Figure I.6: Echangeur à plaques soudées (ALFA LAVAL)……...09

Figure I.7: Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL)……...10

Figure I.8: Échangeur platulaire et schéma canaux……11

Figure I.9: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques……12

Figure I.10: Échangeur Pack inox……..13

Figure II**.1:** Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne…….22

Figure III.1: (a) éléments tétraédrique ; (b) élément hexaédrique…….....38

Figure III.2: L'approche de ligne de courant d'upwind……40

Figure III.3: bilan thermique……..……44

Figure III.4: domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds……..45

FigureIV.1: (A) distribution de température, (B) de vitesse pour nano fluide Al_2O_3-Eau ……50

Figure IV.2: représentation spatial des géométries étudier……51

FigureIV.3: maillage de l'échangeur……52

FigureIV.4: distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium)……53

Figure IV.5: profiles de vitesse transversale……54

Figure IV.6: profiles de vitesse radiale(Aluminium)……54

Figure IV.7: distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium)……..55

Figure IV.8: profiles de température transversale…….55

Figure IV.9: profiles de température radiale(Aluminium)…….56

Figure IV.10: distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium)…….56

Figure IV.11: distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les trois configurations……58

Figure IV.12: profiles de vitesse radiale dans quatre configurations.....60

Figure IV.13:distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les trois
configurations…….61

Figure IV.14: profiles de température transversale pour les trois configurations.....61

Figure IV.15 : profiles de température radiale dans trois configurations……63

Figure IV.16: distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations……63

Figure IV.17: Mode de fonctionnement à contre courant……..64

Figure IV.18: Le déroulement de calcul de la méthode « DTLM » [26]……65

Figure IV.19: Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT…….68

FigureIV.20: Evolution de puissance thermique en fonction de différentes concentration ……69

Liste des tableaux

Tableau III.1: Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies……..…32

Tableau III.2: Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies…….30

Tableau III.3: Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies…….34

Tableau III.4: Regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système……37

Tableau IV.1 : Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides……51

Tableau IV.2: propriétés thermo physiques du nano fluide (Al_2O_3) pour différentes concentration ……51

Tableau IV.3: Dimensionnement de la géométrie…….52

Tableau IV.4: Les conditions aux limites…….53

Tableau IV.5: les donnes de simulation……67

Tableau IV.6: DTLM, Efficacité d'échange, le nombre d'unité de transfert, coefficient d'échange global(K), La puissance thermique(Φ)……68

2020

NOMENCLATURE-Abréviations

Notation	Signification	Unité
A_p, A_e, A_s, A_n, A_w	Coefficients dans le système d'équation Algébrique discrétisées	
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Coefficients du modèle *k-*	
F_e, F_n, F_s, F_w	Flux convectif à travers les faces e, n, s et w	
J_X, JY	La densité de flux par convection et par diffusion	
K	Energie cinétique turbulente	J/Kg
T	Température	°K
P	Pression instantanée	N /m^2
p	Fluctuation de pression	N /m^2
$\overline{P}$	Pression moyenne	N /m^2
P_k	Production de l'énergie turbulente	N /m^2
S_ϕ	Terme source	
t	Temps	s
$\overline{R}_{ij}$	Tenseur de Reynolds	
u.v	Fluctuation de vitesse	
U	Composante de la vitesse moyenne dans la direction X	
V	Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y	
$\overline{u_i u_j}$	Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$	Terme de diffusion	
U_i, U_j, U_k	Composante de la vitesse	m/s
h	Coefficient d'échange de convection	m/s

S	La surface	m^2
c	La chaleur massique	
Ve	Volume	m^3
	Densité volumique d'énergie générée	W/m^3
L_s	Echelle de longueur des grandes structures	
L_m	Longueur de mélange	m
F_{12}	Facteur de forme	
h_r	coefficient de transmission par rayonnement	
S	Source de chaleur	
$N^1(x)$, N2(x)	fonctions d'approximation ou fonctions de forme	
[K]	la matrice de conductance « rigidité »	
$\{F_S\}$	le vecteur des forces nodales résulte	
$[C^e]$	la matrice capacitance	

Symboles grecs

α	La diffusivité thermique	
δ_{ij}	Symboles de Kronecker	
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
λ	La conductivité thermique	W/.m.k
μ	La viscosité dynamique	Kg/m.s
μ_t	La viscosité dynamique turbulente	Kg/m.s
μ_{eff}	La viscosité dynamique effective	
ν	La viscosité cinématique	m^2/s
ν_t	La viscosité cinématique turbulente	m^2/s
σ_k ,σ_ε	Constante numérique dans le modèle *k*-	
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
τ	Contrainte de cisaillement	N/m^2
τ_{ij}	Tenseur des contraintes de cisaillement	N/m^2
τ_p	Frottement pariétal	N/m^2
ϕ	Variables généralisée par unité de masse	

ϕ'	Composition de fluctuation	
$\bar{\phi}$	Grandeur moyenne	
Γ	Coefficient d'échange dans les termes de	
Γ_ϕ	transport Coefficient de diffusion	
j	Flux de chaleur transmis	W
	Constante de Stephan Boltzmann 5.67	$W/m^2.K^4$
β	Le coefficient de dilatation cubique du fluide	

Abréviation

2D	Deux dimensions	
C F D	Computational Fluid Dynamics	
EDP	Equation aux Dérivées partielles	
TDMA	Tridiagonal Matrix Algebric	
Nu	Nombre de Nusselt	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Gr	Nombre de Grashof	
Ra	Nombre de Rayleigh	
ASM	Algébrique stress model	
RSM	Reynolds stress model	
COLG	Colloquée De Galerkin	
E	Efficacité de l'échangeur thermique	
NUT	Nombre d'unité de transfert	
DTLM	Moyenne logarithmique de la différence de température	^0C
R	Résistance thermique	
K	Coefficient d'échange global entre les deux fluides	W/m^2K

2020

Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un élément thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique, L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

Les échangeurs de chaleur à plaque prennent une place sans cesse croissante dans l'équipement des industries agro-alimentaires, et de l'industrie laitière en particulier. Cette Évolution apparaît pour l'instant irréversible, en raison des nombreux avantages qu'ils présentent par rapport aux échangeurs tubulaires. Ils conduisent, en effet, à d'excellents rapports surface d'échange/volume qui limitent leur encombrement et simplifient leur intégration aux unités de production.

l'objectif principale de notre projet est de créer des nouveaux modèles d'échangeurs thermique pour but de large les couches limites qui donnent des meilleurs échanges thermiques entre les deux fluides circulants dans l'échangeur de chaleur a plaque.

Cette étude est organisée en quatre chapitres:

- ✓ Le premier chapitre présente des généralités sur les échangeurs de chaleur.
- ✓ Dans le deuxième chapitre, sera consacré à la modélisation mathématique, présentant le problème physique de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur suivi de la formulation mathématique.
- ✓ Dans le troisième chapitre, la méthode de discrétisation des équations du chapitre précédent, le logiciel ANSYS et ses principes fondamentaux.
- ✓ On finira par un quatrième chapitre qui sera basé sur la représentation des résultats de simulation.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Introduction générale

I /Généralités sur les échangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils très utilisés dans tous les domaines industriels tels que:

- Agroalimentaire
- Pharmacie
- Récupération d'énergie
- Climatisation

L'importance de cet appareil, nous amène à développer les définitions et les généralités nécessaires à la compréhension de ces dispositifs très largement utilisées en milieu industriel.

I.1 Définition d'un échangeur thermique

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer pourra changer de phase (condensation, évaporation). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans les transports (conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs). [2]

I.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

I.3 Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant, mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entre en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient. Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses.

On peut cependant ramener ces configurations à trois géométries principales :

- les écoulements à contre-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et en sens contraire ;
- les écoulements Co-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et dans le même sens ;
- les écoulements croisés, dans lesquels les fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

I.4 Composition d'un échangeur

Un échangeur de chaleur est constitué d'éléments d'échange de chaleur (figure I.1) tels que:

- un noyau ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur.
- les éléments de distribution de fluides comme les en-têtes ou les réservoirs, les buses ou les tuyaux d'entrée et de sortie...e

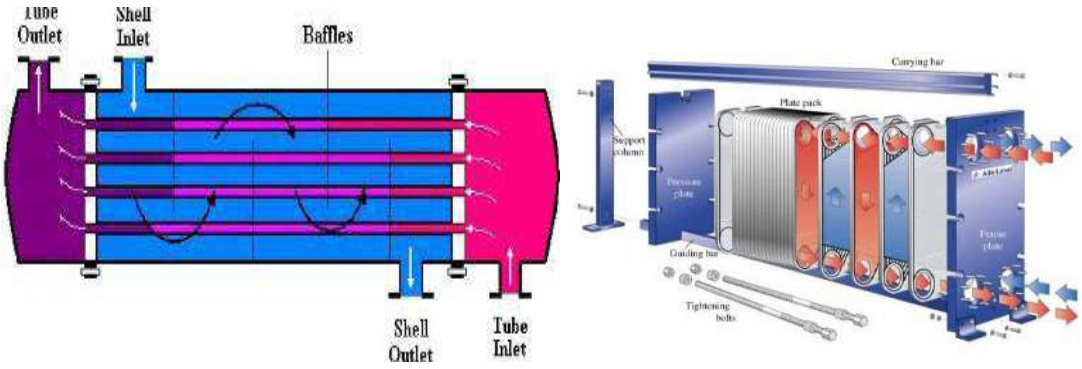


Figure I.1: Les composants d'un échangeur de chaleur

Habituellement, il n'y a pas de pièces mobiles dans l'échangeur de chaleur, mais il y a des exceptions, comme le récupérateur rotatif (Figure I.2) dans lequel la matrice est entraînée en rotation à une vitesse déterminée.

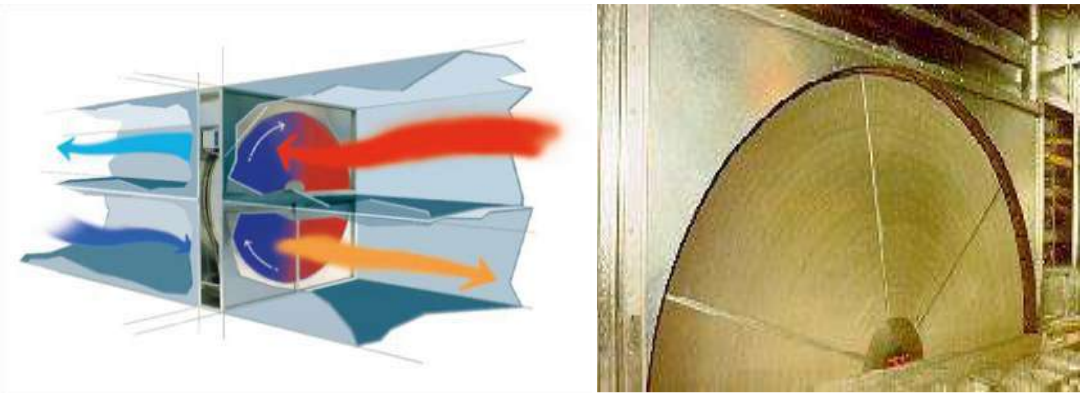


Figure I.2: La matrice tournante de l'échangeur rotatif

La surface de transfert de chaleur est en contact direct avec les fluides et à travers laquelle la chaleur est transférée par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée la surface de contact primaire ou directe. Afin d'augmenter la surface de transfert, des surfaces secondaires connus comme des ailettes peuvent être fixées à la surface principale.

I.5 Types classiques des échangeurs de chaleur

Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont les échangeurs à plaques et les échangeurs tubulaires.

I.5.1 Critères de classement des échangeurs :

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

I.5.1.1 Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [1]:

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

I.5.1.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

I.5.1.3 Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [1]: Les deux fluides ont un écoulement monophasique.

* Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

* Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

I.5.1.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. [1]

I.5.1.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi [1]:

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

I.6 Classification

I .6.1 Echangeurs tubulaires :

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus

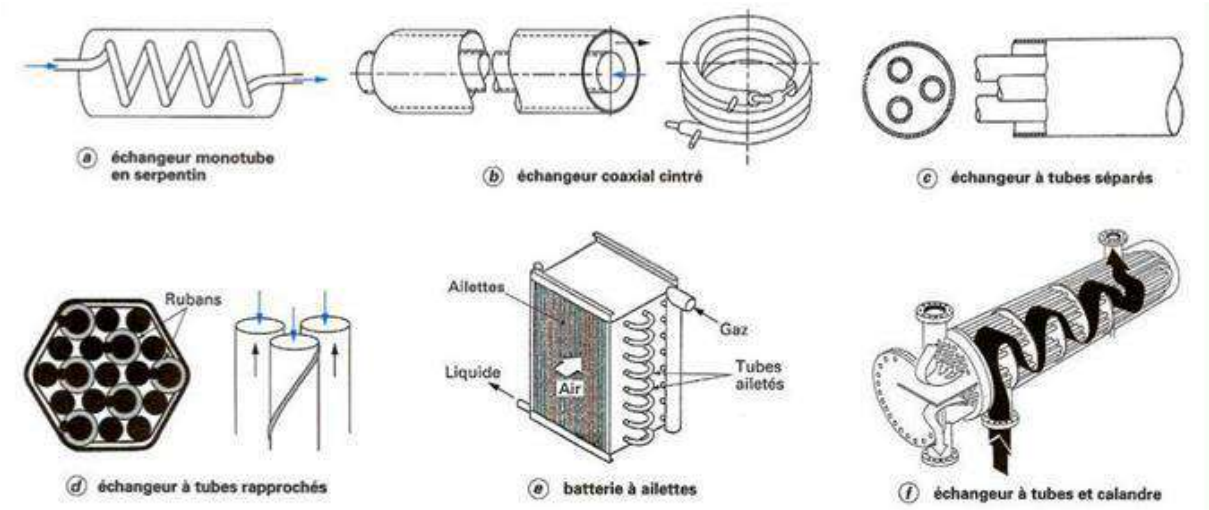


Figure I.3: Les différents types d'échangeurs tubulaires [1]

Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentin.

- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
- Echangeur à tubes séparés : 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, soir enroulé.

- Echangeurs à tubes rapprochés : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
- Echangeurs à tubes ailettes : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique
- Echangeur à calandre : il est constitué d'un faisceau de tubes disposés dans une enveloppe généralement d'une forme cylindrique appelée calandre.

Remarque :

Les échangeurs tubulaires présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à des fortes températures. En revanche, leurs performances sont plutôt limitées et ils sont encombrants.

I .6.2 Les échangeurs à plaques :

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, augmenter ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées de joints permettant d'éviter tout mélange des fluides. On distingue quatre types :

I.6.2.1 Échangeurs à surface primaire:

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigeuse, nervurées ou

Picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle D'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points De contact. Les différentes géométries de plaques les plus couramment rencontrées sont Présentées sur la figure I.4 [4].

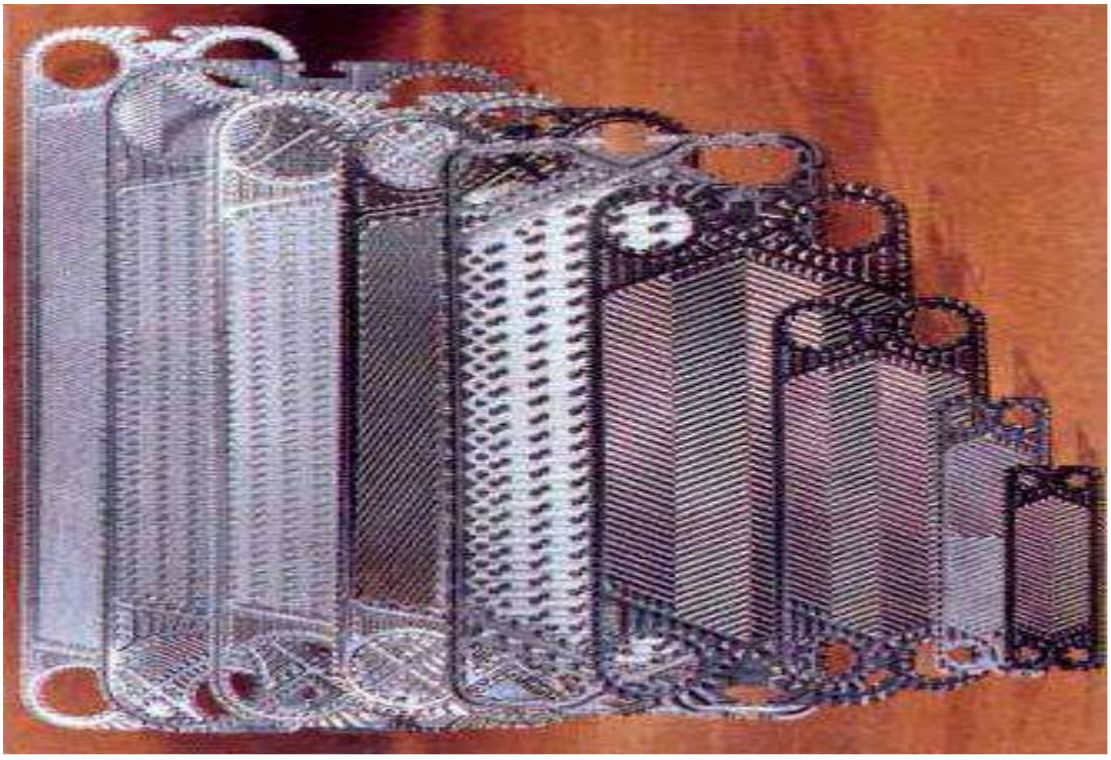


Figure I.4: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [4].

I.6.2.2 Les échangeurs à plaques et joints:

A l'origine inventés pour la pasteurisation du lait dans les années 1920, les échangeurs à plaques et joints connaissent un véritable développement depuis les années 1970 grâce à différents progrès technologiques.

Ils sont souvent plus économiques que les échangeurs tubulaires et ils présentent l'avantage de permettre une efficacité énergétique et des gains économiques réels (Figure I.5) [3].

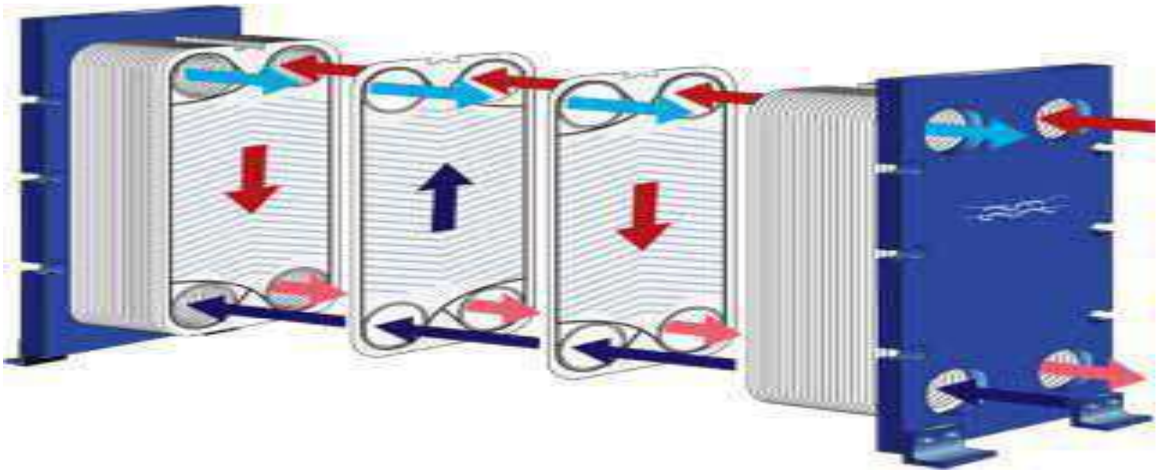


Figure I.5: Echangeur à plaques et joints (ALFA LAVAL) **(5)**

I.6.2.3 Les échangeurs à plaques soudées:

On a constaté que :

- ✓ les échangeurs de chaleur tubulaires sont puissants mais encombrants.
- ✓ les échangeurs à plaques et joints sont compacts mais moins résistants à la pression.

Pour ces raisons et afin d'avoir un meilleur échangeur, les thermiciens ont associés les avantages des uns et des autres afin d'obtenir un échangeur de chaleur à plaques soudées.

Son fonctionnement est similaire à celui de l'échangeur thermique à plaques et joints (Figure I.6) [3].



Figure I.6: Echangeur à plaques soudées (ALFA LAVAL).**(3)**

I.6.2.4 Les échangeurs de chaleur à plaques brasées :

Ils sont constitués d'un nombre variable de plaques corrigées (c'est-à-dire striées de manière transversale) de haute qualité. Celles-ci sont la plupart du temps en acier inoxydable ou en cuivre et une plaque sur deux est retournées à 180°.

Chacun des deux fluides circule donc à contre-courant de part et d'autre des plaques d'échange. Cela permet entre autres de maximiser la surface d'échange utile (Figure I.7) [3].



Figure I.7: Echangeur à plaques brasées (document ALFA LAVAL) [1]

Les échangeurs à plaque brasé et soudées sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [1].

I.6.2.4.1 Échangeur platulair :

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies déturbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [1].

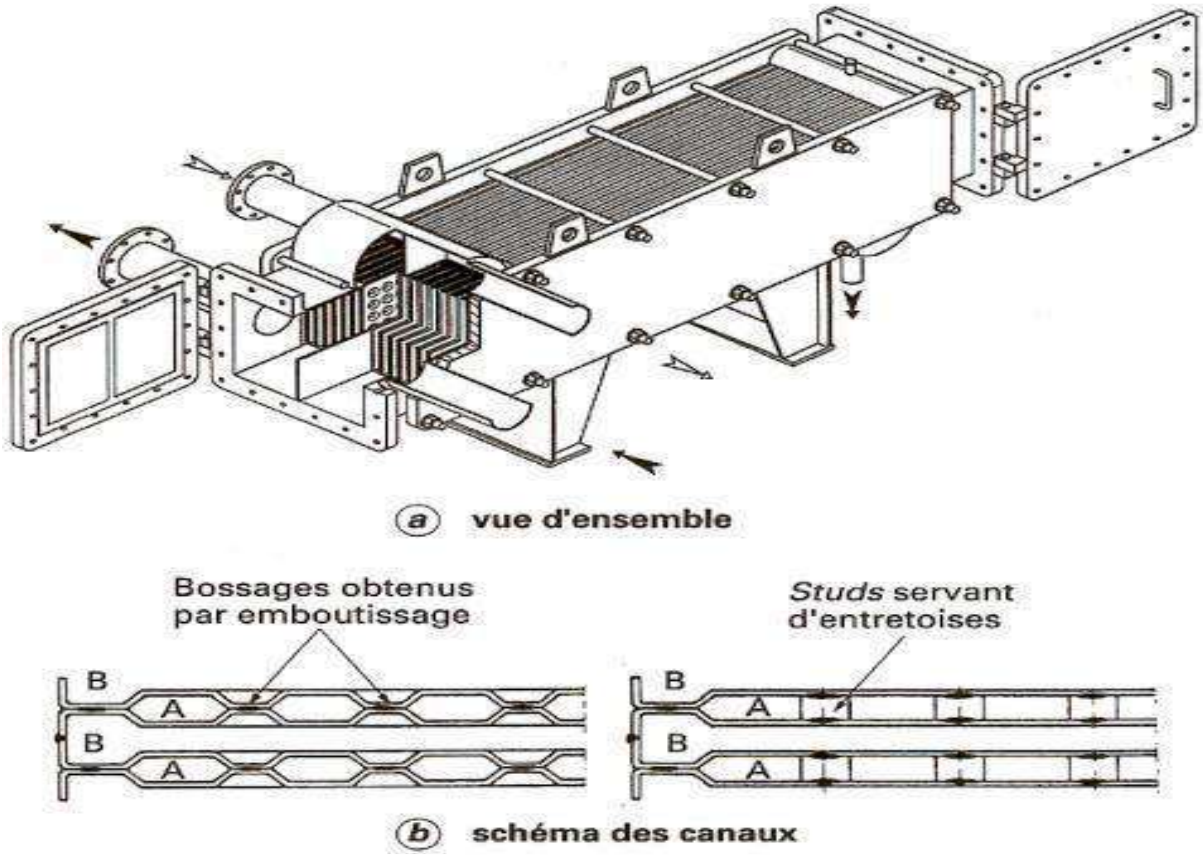


Figure I.8: Échangeur platulaire et schéma canaux [1].

I.6.2.4.2 Échangeur Compabloc :

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [1].

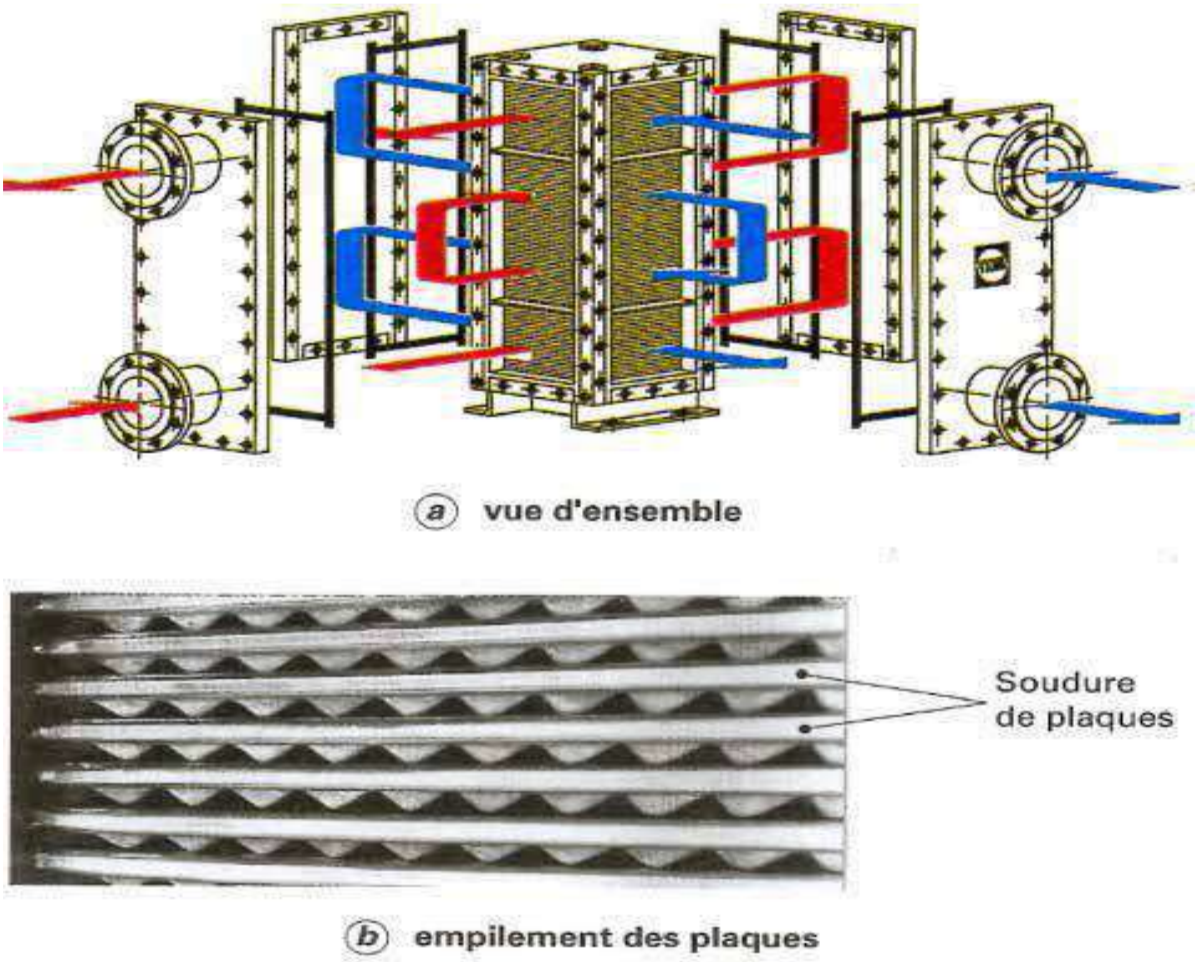


Figure I.9: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [1].

I.6.2.4.3 Échangeur Packinox:

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau

Est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans

Une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur

Peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions

De 50 bar [1].

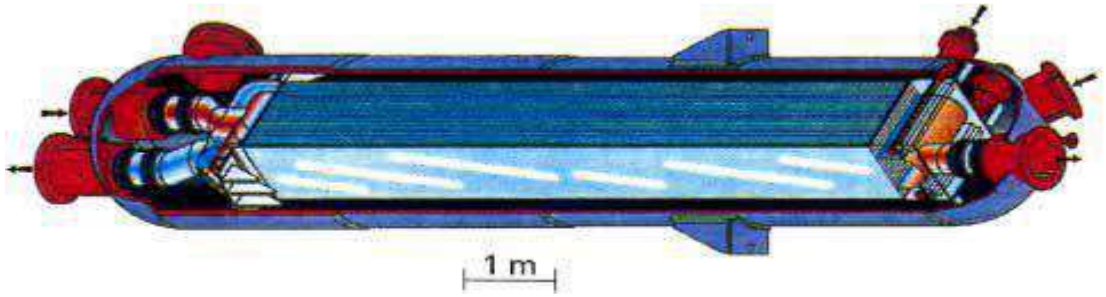


Figure I.10: Échangeur Pack inox [1].

I.7 L'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de Dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, Même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous adopterons, comme la plupart des auteurs, cette dernière méthode de classification. Six types différents peuvent alors être définis :

- encrassement particulaire.
- Corrosion.
- Entartrage.
- encrassement biologique.
- encrassement par réaction chimique.
- encrassement par solidification

I.7.1 Encrassement particulaire :

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels :

- l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).
- les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières
- les fumées industrielles de résidus solides de combustion.

I.7.2 Corrosion :

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique o électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire.

I.7.3 Entartrage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution

Liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le

liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude ; la cristallisations produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent ; dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare ; il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice.

L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de

Dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage.

I.7.4 Encrassement par réaction chimique :

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt.

Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage

Thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

I.7.5 Encrassement par solidification:

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie(formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) oud dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinées). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre)

I.8 Les nano réfrigérants

Les nano-réfrigérants ont des propriétés thermo-physiques élevées et peuvent être utilisés comme réfrigérant alternatif. Ils sont utilisés pour leurs propriétés thermiques améliorées dans de nombreux types d'équipements tels que les échangeurs de chaleur, radiateurs et capteurs solaires pour leurs propriétés optiques accordables. Le développement des nanoparticules a une grande affaire avec l'industrie pétrolière et gazière.

I.8.1 Nanoparticules:

En nanotechnologie, une particule est définie comme un petit objet qui se comporte comme une unité entière par rapport à son transport Propriétés. Les nanoparticules mesurent entre 1 et 100 nanomètres (1x10−9 et 1 x 10−7 m). Tubes et fibres avec seules deux dimensions inférieures à 100 nm sont également des nanoparticules. De nouvelles propriétés qui différencient les particules du volume le matériau se développe généralement à une échelle de longueur critique de 100 nm. Ils sont fabriqués à partir de céramiques, de métaux et d'oxydes métalliques.

I.8.2 Types de nanoparticules:

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherchée pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement

mentionnées. D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories :

- Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent Etre utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag…) ou d'oxydes de cuivre (oxyde d'aluminium Al2O3, oxyde de cuivre Cu O, oxyde de titane TiO2…).
- Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO2, Nanotube de silicium…)

I.9 L'état de l'art

Depuis plusieurs années ; les échangeurs de chaleur a plaque prennent une place sans cesse croissante dans l'équipement des industries agro-alimentaire et de l'industrie laitière en particulier.

S hengshan Bi; Kai Guo [1]: dans ce travail a été étudié un travail expérimental sur le nano réfrigérants Ti O2 R600 (a) ont été utilisée dans un réfrigérateur domestique sans au une reconstruction du système. Les performances du réfrigérateur ont ensuite été étudiées a l'aide d'un test de capacité de congélation. Les résultats indiquent que le nano-réfrigérants Ti O2 –R600a fonctionnent normalement et toute sécurité dans le réfrigérateur.

D-sendil kumar ; R Elanseshian [2**]:** dans cette article un travail expérimental a été étudié sur le nano-réfrigérant l'huile nano Al 203-PAG a été utilisée comme nano-réfrigérant dans le système de réfrigération a compression de vapeur R134a. Les performances de système on été étudier a l'aide d'un test de consommation d'énergie. Les résultats indiquent que le nano-réfrigérant Al203 fonctionne normalement et en tait sécurité dans le système de réfrigération.

T. Benhalima ;C ounnas [3] : l'objectif de ce travail est la modélisation par une approche numérique en utilisant un code CFD pour analyser la nouvelle classe de fluide caloporteur composés par des nano particules métalliques dispersées dans un liquide .Alors que le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire . Les résultats

révélant que l'adjonction de nanoparticule affecte la structure de l'écoulement et améliore le transfert de chaleur en comparaison aux cas de fluides conventionnels.

H. Arya .M M Sarafaz O, pourmehran [4]: dans le présent travail une étude expérimentale a été menée pour évaluer l'application potentielle de nano fluide Mgo/eau éthylène dans un échangeur de chaleur à double tuyau. Les résultats ont également révélé que la formation d'une couche d'encrassement poreuse en particules sur la paroi interne du tube intérieur crée une résistance thermique d'encrassement qui évolue asymptotiquement avec le temps.

L.TADRIST, SEGUIN, R SANTINI, J PANTALONI [5]: cet article est une étude d'un échangeur de chaleur a contact direct avec une transition liquide solide le des expériences ont été réalisée sur deux système a différentes température de travail .les résultats de ce modèle ont été comparés a ceux obtenus expérimental aliment.

Bourhan M Tashtoush ; Mohammed A Khasawnl [6]: dans ce travail ; les performances d'un système de réfrigération sont étudiées .un nouveau une hypothèse est proposée pour la modélisation de l'ébullition de flux. Ou les nanoparticules sont supposées ne pas migrer vers la vapeur .comme un résultat un flux massique inférieur a l'intérieur de l'évaporateur est nécessaire pour atteindre la même capacité de refroidissement.

C GNANAVEL, R Saravanan [7]: l'objectif de la recherche pour améliorer le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur a double tube par des techniques passives.

Addullah Kapiciglu, Hikmet e senb [8]: cette étude présente les résultats expérimentaux de la première utilisation d'AL203/2éthyléne glycol –eau (EG-eau) nano (NF) dans les échangeurs de chaleur au sol dans le système de pompe a chaleur .dans cette étude pour voir les performances des NF en temps réel conditions d'environnement AL203.

Azhar M Aed ; M. A Alghoul H A Mohammed [9]: dans cette article un écoulement turbulent entièrement développée et un comportement de transfert de chaleur dans les canaux trapézoïdaux en utilisant les nanoparticules sont étudiés

numériquement donc les résultats l'utilisation de nano fluide avec un canal ondulé peut améliorer les performances thermiques car cela peut conduire a des échangeurs de chaleur plus compacts.

K, Somasekhar, Raffi Mohammed [10]: un échangeur de chaleur a coque et a tubes multi-passes avec modélisation a 3 tube est effectué a l'aide de CATIA et le maillage a été effectué en utilisant le logiciel CFD fluent les caractéristique de transfert de chaleur du nano fluide AL203-eau et l'eau distillés sont analysée dans des conditions d'écoulement turbulent .les résultats simulées CFD sont comparés aux résultats expérimentaux.

K, T, pawale, A H dhumal G M kerkal [11]: le nano réfrigérant n'est rien d'autre que la combien aison de nano particule avec le fluide frigorigène pour mieux processus de réfrigération dans cet article .des nano particule d'alumine (AL203à de 50 nm diamètre sont dispersé dans le réfrigérant R 134a pour améliorer son transfert de chaleur performance ce d'avoir leur thermique et physique améliorée propriétés sur les réfrigérant conventionnels.

G Senthil Kumar , K S ORAVANNAR [12]: le transfert de chaleur bouillante est impératif dans les système de réfrigération et de climatisation le R22 est le réfrigérant alternatif le plus largement utilisé dans les équipement de réfrigération tels que les réfrigérateurs et les climatiseurs domestiques .les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur argumente avec l'utilisation de nano cuo .

Kirloskor pneumatic Co ltd [13]: les chercheurs tentent d'utiliser des fluides caloporteurs de nouvelle générations appelés nano fluide dans les systèmes de réfrigération. Cette article présent une revue de la littérature de la recherche dans ce domaine. Cet article résume les basses, l'historique développement technique de production de nanoparticules. Nano fluides et ses méthodes de préparation et limites d'utilisation nano fluide.

Chapitre II: Formulation Mathématique

II.1 Introduction

Dans ce chapitre on s'intéresse à la modélisation mathématique de transfert de chaleur ; Et l'écoulement bi phasique laminaire de fluide incompressible en régime variable, ou les Modèles de fermeture sont abordés.

Depuis quelque décennie, Prandtl, Navier-stockes et Reynolds ont pu découvrir les

Lois fondamentales de la mécanique des fluides, il restait aux ingénieurs et l'homme de Science exploiter ces loi et les mètres au service de l'homme.

Dans son ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations

Fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de

Mouvement et l'équation de l'énergie.

II.2 Modélisation de L'écoulement des Fluides

Tous les problèmes de CFD sont bases sur les lois fondamentales de mécanique des fluides ; qui sont **:**

II.2.1 Equation de Navier-Stokes :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stocks sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du 〖XIX〗 ^e siècle, Claude Navier et George Stocks.

Donc on va utiliser les équations suivantes :

$$\overbrace{\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + U_j \underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial X_j}}_{(4)}}^{(1)} = \overbrace{\underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_i}}_{(5)} + \underbrace{V \frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_j}}_{(6)}}^{(2)} \qquad \text{(II.1)}$$

Est la conséquence de directe du théorème de quantité de mouvement.

(1) : terme force d'inertie.

(2) : terme force appliquée.

(3) : terme in stationnaire.

(4) : terme converti.

(5) : terme pression.

(6) : terme visqueux.

II.2.2 Equation de continuité :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle Exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de Fluide qui entre la quantité de fluide pendant le même temps.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho\vec{\nabla}\vec{V}=0 \qquad \text{Avec : } \left(\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V^p.\nabla^p\right)$$

Dans un régime permanent on a donc :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \qquad \text{(II.2)}$$

II.2.3.La décomposition statique (La décomposition de Reynolds) :

Elle consiste à décomposé chaque grandeur instantané φ des équations des Navier-Stokes en une grandeur moyenne $\bar{\varphi}$et une fluctuation turbulente φ.Les équations de Navier -Stokes étant non linéaires, l'opération de moyenne fait apparaître de nouveaux termes qui traduisent l'influence de la turbulence sur l'écoulement moyen.

$$\emptyset=\bar{\emptyset} + \emptyset`$$

Avec la valeur moyenne de φ est exprimée par la relation suivante :

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \qquad \text{(II.4)}$$

$$\text{p} = \bar{P} + P \qquad \text{(II.5)}$$

Les lettres minuscules désignent les fluctuants ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole (-) désigne moyenne statistique ou moyenne d'ensemble (moyenne sur un ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique

de moyenne arithmétique prise à travers un certain nombre d'expériences réalisées dans les mêmes conditions générales d'écoulement. Cette moyenne vérifie les règles de Reynolds.

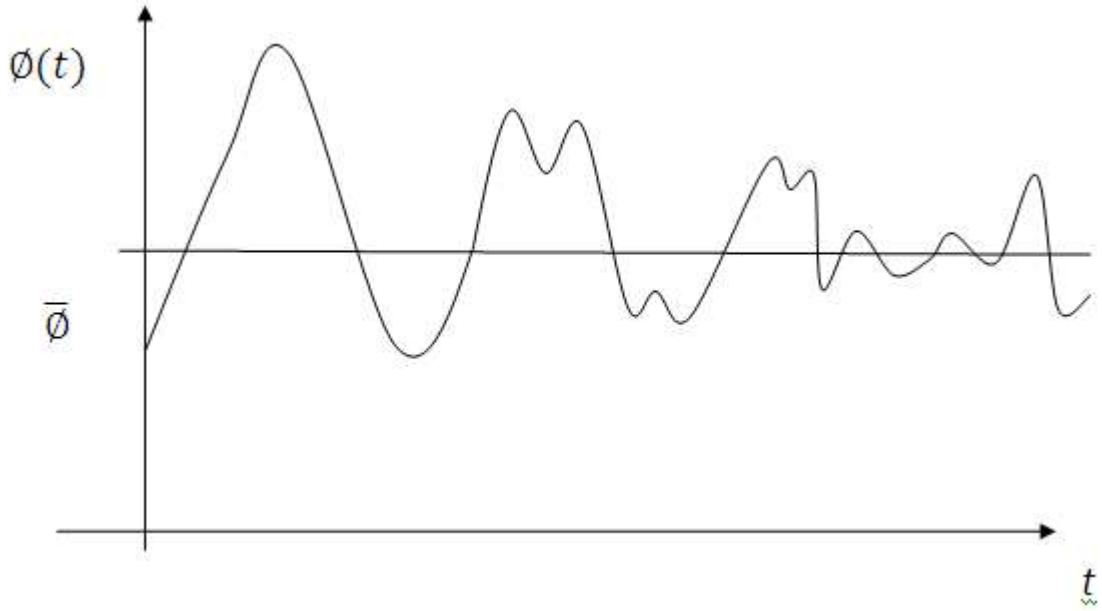


Figure II.1: Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne [15]

En appliquant les lois de la moyenne à deux quantités turbulentes quelconques f et g. On aura :

$\overline{(f+g)} = \bar{f} + \bar{g}$; $\overline{af} = \bar{f}a$; $\overline{\bar{f}g} = \bar{f}\bar{g}$; $\overline{\partial f/\partial \xi} = \overline{\partial f} / \partial \xi$

ξ:Variable d'espace ou de temps.

Dans le cas d'une turbulence stationnaire, les moyennes d'ensemble ne dépendent pas du temps. Dans le cas des écoulements homogènes, on pourra de même utiliser des moyennes spatiales.

La décomposition de Reynolds permet de distinguer l'écoulement moyen de l'écoulement fluctuant.

II.2.4 Traitement statistique des écoulements turbulents :

Nous avons dit que la turbulence consistait en des fluctuations aléatoires des grandeurs caractéristiques et par conséquent l'approche statistique est utilisée pour l'étude de ces écoulements.

Malgré le fait que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles, presque tous les efforts de recherche axée sur la turbulence ces derniers décennies ont utilisés le concept des moyennes temporelles des équations de Navier-Stocks résultant en des équations du mouvement, dites de Reynolds, en terme de grandeurs moyennes et de fluctuations.

En suivant l'idée originale de Reynolds (1895), on supposera que le fluide est à l'état turbulent non permanent et aléatoire, une solution turbulente est toujours une solution compliquée non stationnaire des équations du mouvement, présentant des fluctuations irrégulières dans l'espace et dans le temps, Pour résoudre les équations du mouvement il faut spécifier les conditions initiales des variables du mouvement (Peut) en tous points et à chaque instant.

Il est très difficile de capturer les fines perturbations sur une échelle ou l'incrément de temps est infinitésimal, on adopte alors une approche statistique et on s'intéresse à des équations moyennes, cela permet de décomposer la valeur instantanée $\emptyset$ a une valeur moyenne $\overline{\emptyset}$ et une fluctuation φ.On écrit alors :

$$\emptyset = \overline{\emptyset} + \grave{\emptyset} \qquad \text{(II.6)}$$

Avec : $\overline{\emptyset} = \frac{1}{T}\int_0^T \emptyset \, dt$

Ou T une grandeur comparer à la période de fluctuations.

Cette décomposition (décomposition de Reynolds) a un avantage considérable dans le traitement mathématique des équations de mouvement.

$$\overline{\overline{U_\iota U_J}} = \overline{U_\iota U_J} \quad , \quad \overline{U_\iota U_J} = \overline{U_\iota U_J} + \overline{u_\iota u_J} \quad , \quad \overline{\overline{U}_\iota U_J} = \overline{U_\iota \overline{U}_J} = 0$$

$$\frac{\partial \overline{U}}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{T}\int_0^T \frac{\partial U}{\partial x}\partial t = \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{1}{T}\int_0^T U dT\right] = \frac{\partial \overline{U}}{\partial x}$$

II.3 Les équation des mouvements moyennes

Les relations fondamentales régissant l'écoulement d'un fluide incompressible sont les équations de Navier-Stocks et celles de continuité qui s'appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu'ux écoulements laminaires.

Si ce système d'équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d'applications dans le cas d'écoulement laminaire [16], il est au contraire hors de question de calculer une solution complète quand il s'agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peut complexe exigerait des capacités des machines de calcul.

La moyenne est à l'origine une moyenne d'ensemble (moyenne stochastique), c'est-à-dire qu'elle prise sur un ensemble d'expériences effectuées dans les conditions édéniques.

L'hypothèse d'périodicité [Favre, 1976] il est équivalent de considérer une expérience répétée une infinité de fois ou une seule expérience menée à l'infini dans le temps-permet le passage à des moyennes temporelles, et par conséquent un traitement statistique des équations. Les équations ne sont alors a priori valables que pour des écoulements stationnaires mais dans la pratique elles sont alors largement utilisée les cas in stationnaires.

Pour des écoulements à faible nombre de Mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [Schiste, 1993], ce qui se traduit par la relation suivante :

$$\rho = \bar{\rho}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (2.5), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivantes :

II.3.1 Équation de continuité de mouvement moyen :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par moyenne de l'équation [3]:

$$\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial X_i} + \frac{\partial u_i}{\partial X_i} = 0$$

II.3.2 Équation de Navier-stocks moyenne :

L'équation de Reynolds (obtenues par moyenne de l'équation (II.6) après avoir introduit la décomposition de Reynolds) :

$$\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + U_j \frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{U_\iota}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \text{(II.7)}$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau_{ij}} + R_{ij}\right) \quad \text{(II.8)}$$

Introduisent les corrélations doubles $\overline{\rho U_i U_j}$ qui forment le tenseur des tensions de Reynolds, ce tenseur est symétrique et sa trace est égale au double de l'énergie cinétique de la turbulence.

-La condition d'incompressibilité implique :

$$U_i \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j},$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{\rho U_i U_j}$ peuvent etre s'ecrit sous la forme suivante :

$$[R_{ij}] = -\rho \begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix}$$

Ou $[\tau_{ij}]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$[\tau_{ij}] = \Gamma \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right] \text{ avec } \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \Gamma \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est obtenue par différence (II.1) et (II.8)

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(V \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_i U_j}\right) \quad \text{(II.9)}$$

La divergence des fluctuations de vitesse (équation obtenue par différence (II.1)- II (.6) est également nulle :

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad \text{(II.10)}$$

II.3.3 Equation de transport des tensions de Reynolds :

Les équations de transport sont de la forme générale :

$\frac{d\emptyset}{dt}$ =Production+diffusion – dissipation + sources additionnelles.

Ou $\frac{d}{dt}$: représente la dérivée particulaire (rappelons que $\frac{d\emptyset}{dt} = \frac{\partial \emptyset}{\partial t} + U_j \frac{\partial \emptyset}{\partial x_j}$).

Les équations de départ sont les équations (II.2) et (II.3) dans lesquelles on a introduit l'équation (II.4) et (II.5).On part de l'équation (II.3) :

$$\frac{\partial(\overline{U_i}+\ U_i)}{\partial t} + (\overline{U_k}+U_k)\frac{\partial(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{P}+P)}{\partial x_i} + V\frac{\partial^2(\overline{U_i}+U_i)}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II.11)}$$

On fait la différence (2.9)-(2.7) :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_i}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial(u_k u_j-\overline{u_k u_j})}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \qquad \text{(II.12)}$$

On peut écrire (2.10) pour l'indice j :

$$\frac{\partial u_j}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial u_j}{\partial X_k}+u_k\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial X_k}+\frac{\partial(u_k u_j-\overline{u_k u_j})}{\partial X_k}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X_j}+V\frac{\partial^2 u_j}{\partial X_k \partial X_k} \qquad \text{(II.13)}$$

On multiple (2.12) par u_j et (2.13) par u_i et on somme les deux equations obtenus.En regroupant certains termes, il vient :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}+U_k\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=-R_{ik}\frac{\overline{\partial U_j}}{\partial x_k}-R_{jk}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_k}+\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_i}{\partial x_i}\right)-\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{U_i U_j U_k}\right)-$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\frac{\bar{P}}{\rho}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right]-2V\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\frac{\partial U_j}{\partial x_k}+V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k}$$

Cette équation fait apparaitre au second membre plusieurs contributions : les deux premiers termes traduisent l'action des gradients de vitesse moyenne sur le champ turbulent et représentent la production des tensions de Reynolds (son signe peut dans certain cas être négatif).Le terme de corrélation pression-déformation s'annule par contraction et réalise dons une redistribution d'énergie sur les composantes des tenseurs de Reynolds.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial R_{ij}}{\partial t}+\overline{U_k}\frac{\partial R_{ij}}{\partial x_k}=P_{ij}+T_{ij}+D_{ij}-\varepsilon_{ij}+V\frac{\partial^2 R_{ij}}{\partial x_k \partial x_k} \qquad \text{(II.14)}$$

T_{ij}: Transport diffusif du aux fluctuations de vitesse et aux fluctuations de pression.

P : Production.

ε_{ij}:Dissipation visqueuse (car il consiste un puits du à la viscosité moléculaire).

D_{ij}:Diffusion visqueuse.

L'équation (2.12) est appelée équation de tension de Reynolds ou équation des corrélations doubles:

$$R_{ij} = \overline{U_\iota U_J}$$

II.3.4 Équation de l'énergie cinétique fluctuante K=1/2 R_{ij}:

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{U}_J \frac{\partial K}{\partial x_j} = -R_{iK}\frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_K}\left(U_K \frac{\overline{U_\iota U_J}}{2}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{U_J P}\right)\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(U_j \bar{P}\right) - V\frac{\partial U_j}{\partial x_K}\frac{\partial U_j}{\partial x_K} + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K}$$

(II.15)

Cette équation que l'on peut obtenir par contraction tensorielle de l'équation aux tensions de Reynolds, exprime que la variation de l'énergie cinétique de la turbulence est due aux effets des termes du second membre :

Production d'énergie par action des gradients de vitesse et pression ; dissipation visqueuse et enfin diffusion visqueuse.

Schématiquement on écrira :

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \overline{U_K}\frac{\partial K}{\partial x_K} = P + D - \varepsilon + V\frac{\partial^2 K}{\partial x_K \partial x_K} \qquad \text{(II.16)}$$

L'équation de K est utilisée notamment dans les modèles simplifiés a un ou deux équations de transport.

II.3.5 Équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique fluctuante :

Multipliant l'équation (II.10) par $\left(-2V\frac{\overline{u_k u_\iota}}{\partial x_j \partial x_j}\right)$ et prenant la moyenne, on obtient :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{U}_J\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = -2V\left[\frac{\partial \overline{U_K}\partial^2 \bar{U}_\iota}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K} + \frac{\overline{\partial U_K \partial U_\iota}\partial U_i}{\partial x_j \partial x_j \partial x_K} + \frac{\overline{\partial U_J \partial U_J \partial U_K}}{\partial x_K \partial x_j \partial x_K}\right]$$

L'équation du taux de dissipation de l'énergie turbulente est plus délicate à interpréter et à modéliser, elle est utilisée pour calculer l'échelle de longueur caractéristique de la Turbulence.

II.4 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence [16]

II.4.1 Hypothèse de chou :

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

II.4.2 Hypothèse de viscosité turbulente de bousines :

$$-\overline{u_i u_j} = v\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij}$$

II.4.3 Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L^2 m\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L^2 m \frac{\partial u_1}{\partial u_2}$$

Lm : Etant la longueur de mélange qui peut être détermine facilement pour un certain nombre d'écoulement.

II.4.4 Hypothèse de Prandtl-Kolmogorov

II.5 Modélisation du transfert de chaleur:

II.5.1 Equation d'énergie :

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

II.5.2 Transferts de chaleur en écoulements incompressibles :

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative [2].

$$\rho_{C_P}\left(\frac{\partial T}{\partial t}+\nabla(VT)T\nabla V\right)+\alpha T=\nabla(\lambda\nabla T)+\emptyset+S$$

S(Le terme αT est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source S Le terme $\emptyset$ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\emptyset=2_{\mu}D_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\qquad\text{Avec}\qquad D_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$

Finalement le système à résoudre est le suivant :

Forme générale des équations du système [18] :

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x c_{\emptyset}\emptyset)\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_y c_{\emptyset}\emptyset)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial\emptyset}{\partial y}\right)+S_{\emptyset}$$

Ou :

$\emptyset$: Variable généralisée

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$:Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Le tableau suivant regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système :

Variable Ø	Coefficient d'advection $C_{\emptyset}$	Diffusivité $\Gamma_{\emptyset}$	Termes source $S_{\emptyset}$
V_x	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \delta\nabla \left\lvert \frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert} \right\rvert \frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
V_y	1	μ	$\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) - \delta\nabla \left\lvert \frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert} \right\rvert \frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
T	1	$\frac{K}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{pc^e}$
P	1	0	0

Tableau II.01: Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

II.6 Conclusion

Le présent chapitre a pour mission de qualifier et de quantifier les modes d'action de l'évacuation de chaleur par l'écoulement d'eau.

L'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre K- est qu'ils permettent de s'affranchir d'une relation locale entre les tensions de Reynolds et l'écoulement moyen.

Ces modèles permettent donc de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou encoure d'anisotropie de la turbulence.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équation de transport d'ordre égal ou supérieur à trois sont difficilement envisageables, d'une part par le manque de données expérimentales sur ce type de corrélation, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée. Les modèles RSM constituent donc un bon intermédiaire entre les modèles à viscosité turbulent et les modèles du type **LES**. La résolution analytique du problème générale est impossible d'où la nécessité des méthodes numérique qui sont le but du chapitre suivant.

Chapitre III: Méthode Numérique

III.1Introduction

Dans ce chapitre on va utiliser la méthode de discrétisation des équations du chapitre 2 qui nous permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par la méthode numérique traditionnelles, Le procédé de discrétisation par élément fini consiste a écrire après intégration ,l'équation généralisée sous forme matricielle élémentaire. Les trois méthodes numériques utilisées pour la résolution des équations différentielles partielles qui régissent les écoulements turbulents sont : la méthode des volumes finis, des différences finies et les éléments finis.

Ce chapitre, en se basant sur la méthode des éléments finis. Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique et dynamique par le simulateur ANSYS(APDL).

III.2 Méthodes de discrétisation

- Méthode des différences finies.
- Méthode des volumes finis
- Méthode des éléments finis

III.2.1 Méthode des différences finies :

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
- grande simplicité d'écriture. - faible coût de calcul.	- Limitation de la géométrie des domaines de calculs. - difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les

	dérivées.

Tableau III.1: Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies.

III.2.2 Méthode des volumes finis :

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais, contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, la méthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations d'intégrales.

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale. La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface.

Avantages	Inconvénients
- Mise en œuvre relativement facile - Applicable aux géométries complexes	- Moins précis que les méthodes spectrales.

Tableau III.2: Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies.

III.2.3 Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation-elle (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Avantages	Inconvénients
- Traitement possible de géométries complexe -détermination plus naturelle des condition aux limites -possibilité de démonstration mathématique de convergence et de majoration d'erreurs	- Complexité de mise en œuvre - coût en temps de calcul et en mémoire.

Tableau III.3: Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies.

III.3 Résolution des équations par éléments finis

III.3.1Introduction:

La méthode des éléments finis est fondée sur deux idées principales : une méthode D'interpolation et une méthode vibrationnelle.

Etant donnés un domaine continu et une fonction u solutions de L(u) = 0,

•a) la méthode d'interpolation fournira une fonction proche de u construite `a partir d'un nombre finis de réels

•b) la méthode vibrationnelle remplacera L(u) = 0 par un nombre fini d'équations.

Si l'on suppose la fonction approchée connue en un certain nombre de points de l'élément, elle est évaluée en n'importe quel point de l'élément par interpolation.

La restriction de la fonction approchée à un élément K (quadratique) du maillage, notée

$\emptyset_n^k$ est de la forme : $\emptyset_n^k$ (x, y) = $\sum_{i=0}^{NK} = \emptyset_i N_i$ (x, y) (III-1)

Ou $\emptyset_i$ désigne la valeur de la fonction approchée $\emptyset_i$ au point xi de coordonnées (xi, yi), Ni la fonction d'interpolation associée à xi, N_i le nombre de fonctions utilisées pour l'élément k. Les coefficients $\emptyset_i$ de cette combinaison linéaire sont les inconnues ou degré de liberté du problème discret. Les fonctions d'interpolation sont les fonctions de base d'un espace Vectoriel de dimension finie N_k dans lequel on cherche à priori la solution discrète $\emptyset$. Afin de déterminer les inconnus du problème discret, une méthode de résidus pondérés est Utilisée : on minimise l'erreur commise est minimisée en remplaçant dans les équations aux Dérivées partielles la fonction exacte par la fonction approchée. Pour cela, on projette l'erreur Sur un espace de fonction $\emptyset_h$ précisé.

La méthode de Galerkin est un cas particulier de la méthode des résidus pondérés, l'espace de Projection est le même que l'espace d'approximation de la solution du problème, autrement Dit$\emptyset_h = N_h$

III.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.3.2.1Formulationvariationnelle forte:

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit:

Trouver u(x) u(x)∈ espace des solutions Us tel que [14]

$\mathcal{L}$(u) – F = 0 ∀ x ∈ Ω B (u) = u_0∀ x ∈Γu_0 (II2)

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini

Judicieusement.

III.3.2.2 Formulation variation elle faible:

La formulation variation elle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1. approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par **u** tel que [17]

$\tilde{\mathbf{u}}=\sum_{i=}^{n} N_i\ \tilde{u}_i$ (III-3)

Ou Ni =Ni (x, y) désignent les fonctions de forme et des valeurs nodales indéterminées.

2. introduire (III-3) dans (III-2) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$\varepsilon = \mathcal{L}(\mathbf{u}) - F \neq 0$ (III-4)

Ou ε = 0,ũ =u c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3. obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$\int W (\mathcal{L}(\tilde{u}) - F)\, d\Omega = 0,\ k = 1, 2 \ldots\ldots N$ (III-5)

Ou N nombre d'inconnues indépendants du système (III-2).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$W_k = N_k \Rightarrow \int N_k \mathcal{L} (\sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i)\, d\Omega = 0$ (III-6)

On dit que u $\in H_0^1(\Omega)$ est une solution faible de (III-5) si :

$\forall v \in H_0^1 (\Omega)$ a (ũ, v) (III-7)

a (ũ, v) est la forme bilinéaire associée à ($\mathcal{L}$) Soit Ω un ouvert borné de R^d et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

Lu = f sur Ω et u = 0 sur $\partial\,\Omega = 0$ (III-8)

III.3.3 forme générale des équations du système [17]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho\, C_\emptyset + \frac{\partial}{\partial X} (\rho\, \nu_x C_\emptyset\, \emptyset) \frac{\partial}{\partial x} (\rho\, \nu_y C_\emptyset\, \emptyset) = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y})\, S_\emptyset$ (III-9)

Ou :

$\emptyset$: Variable généralisée

$C_\emptyset$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_\emptyset$: Coefficient de diffusion.

$S_\emptyset$: Termes source.

Variable$\emptyset$	Coefficient d'advection$C_\emptyset$	Diffusivité$\Gamma_\emptyset$	Termes source$S_\emptyset$
v_x	1	μ	$-\frac{\partial \rho}{\partial x}+\frac{\partial}{x}(\mu\frac{\partial u}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}$ $(\mu\frac{\partial u}{\partial y})$ - $\partial\nabla\lvert\frac{\nabla_C}{\lVert\nabla_c\rVert}\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
v_Y	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}(\mu\frac{\partial u}{\partial x})-$ $\delta\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
T	1	$\frac{k}{\rho C^e}$	$\frac{\varphi}{\rho c^e}$
ρ	1	0	0

Tableau III.4: Regroupe les expressions des différents termes dans les différentes équations du système.

III.4 Maillage

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage. D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits ou l'on pense que la solution va beaucoup

varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la << vraie >>solution de l'équation aux dérivés partiels.

Même si une structure géométriquement complexe peut être maillée avec des éléments tétraédriques, elles mai exigent de nombreux éléments et que mai conduire à l'échec parce que la simulation des ressources informatiques. Même un volume de forme régulière mai exigent de nombreux éléments tétraédriques si elle a un ratio très grand aspect. Ici, les éléments hexaèdres ou d'un coin serait un meilleur choix. « Objet avec un aspect ratio Large », illustre cette différence. Il montre que le nombre d'éléments tétraédrique (a) est beaucoup plus grand quelle nombre d'éléments hexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversal.

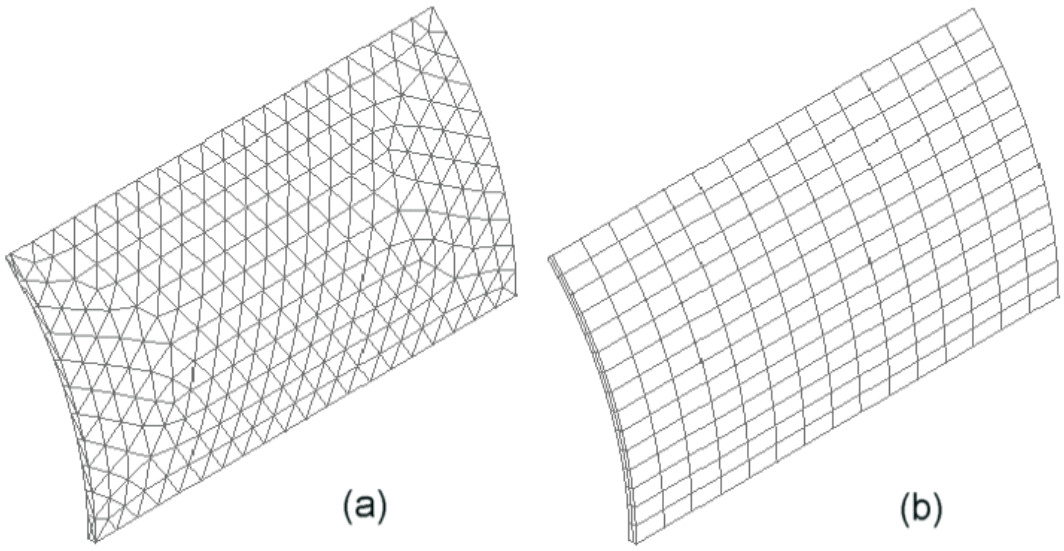


Figure III.1: (a) éléments tétraédrique ; (b) élément hexaédrique.

III.4.1 Discrétisation:

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques Traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à

écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire [10]

$$([A_{\beta}^{transient}])] +[A_e^{adevection}] + [A_e^{diffusion}]) \{\emptyset_e\} = \{S_e^{\emptyset}\} \quad \text{(III-10)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III.4.1.1Terme temporelle:

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement [10]:

$$[A_e^{transint}] = \int w^e \frac{\partial pc_{\emptyset}}{\partial t} \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III-11)}$$

Avec :

w_e: La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int w^e \frac{\partial pc_{\emptyset}\emptyset^2}{\partial t} \mathrm{d(vol)} = \int w_i^e \, pc_{\emptyset} w_j^e \, \mathrm{d(vol)} \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} + \int w_i^e \frac{\partial pC_{\emptyset}}{\partial t} w_j^e \, \mathrm{d(vol)} \, \emptyset_j^e \quad \text{(III-12)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation

(III-11) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$M_{ij} = \int w_i^e \, \rho C_{\emptyset} w_j^e \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III-13)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$M_{ij}=\delta_{ij} \int w_i^e \, \rho c_{\emptyset} \mathrm{d\ (vol)} \quad \text{(III-14)}$$

Ou:δ_{ij} = delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière. La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la

nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps

. $(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t[\ (\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}) + (1\text{-}\delta)\ (\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_{n-1}]$ (III.14)

Ou:

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) est écrite comme suite:

$(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t})_n = \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + \ (1\text{-}\frac{1}{\delta})$ (III.15)

III.4.1.2 Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite lignde courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

III.4.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

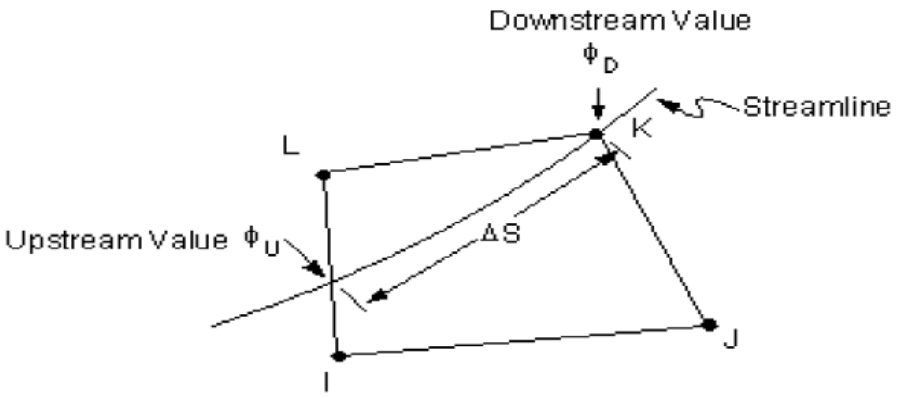


Figure III.2: L'approche de ligne de courant d'upwind.

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées. Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit [21]:

$$\frac{\partial(\rho v_x C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y C_\emptyset \emptyset}{\partial y} = \frac{\partial(\rho v_s C_\emptyset \emptyset)}{\partial s} \quad \text{(III.16)}$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire:

$$[A_e^{adevection}] = \frac{d(\rho v_s C_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III.17)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un noeud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple:

$$\frac{d(\rho v_s C_\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho v_s C_\emptyset \emptyset)_u - (\rho v_s C_\emptyset \emptyset)}{Ds} \quad \text{(III.18)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément. Δs = La distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs, nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

III.4.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection .Et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection [14]:

$$[A_e^{adevection}] = \int w^e\left(\frac{\partial(\rho v_x C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{max}} \left(\frac{v_x \partial w^e}{\partial x} + \frac{v_y \partial w^e}{\partial y}\right)$$

$$\left(\frac{V_x \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) \qquad \text{(III.19)}$$

Où :

$C_{2\tau}$= coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \begin{cases} 1 & si \quad 0 \le p < 3 \\ \frac{p_e}{3} & si \quad p_e \ge 0 \end{cases}$$

$p_{e=\frac{\rho C_p u_{mag} h}{2\Gamma_\emptyset}}$ Nombre de peclet

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à zéro et la formulation de Galerkin approche à l'exactitude du second degré.et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente dans la discrétisation pure de Galerkin.

III.4.1.2.3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG):

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement [21].

$$[A_e^{adevection}] = \int w^e\left(\frac{\partial(\rho V_x C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_x C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) + C_{2\tau} \int \frac{Zh}{2u_{mag}^e} \left(\frac{V_x^e \partial w^e}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial w^e}{\partial y}\right)$$

$$\left(\frac{V_x^e \partial(\rho C_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho V_y C_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \qquad \text{(III.20)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.4.1.3 Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante [14]

$$\text{Diffusion contribution} = \int w^e \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\, d(vol) + \int w^e \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\, \text{d (vol)} \qquad \text{(III.21)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [21]:

$$\int w^e \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x})\, \text{d(vol)} = \int \frac{\partial w^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\, \text{d(vol)} \qquad \text{(III.22)}$$

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = w_x^e \emptyset \qquad \text{(III.23)}$$

$$w_x^e = \frac{\partial w^e}{\partial x} \qquad \text{(III.24)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$[A_e^{deffusion}] = \int (w_x^e \Gamma_\emptyset w_x^e + w_y^e \Gamma_\emptyset)\, \text{d (vol)} \qquad \text{(III.25)}$$

III.4.1.4 Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [21]:

$$S_\emptyset^e = \int w^e S_\emptyset\, d(vol) \qquad \text{(III.26)}$$

III.5 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini :(22)

III.5.1 Bilan Thermique :

-Equation De Chaleur :

Soit v une partie quelconque de V limitée par les surfaces.

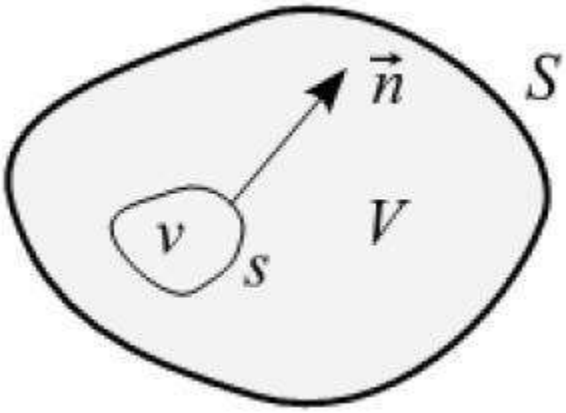


Figure III.3: bilan thermique

La puissance thermique stockée dans v est égale a la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans V et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface S(23)

$$\int \rho\, C_p \frac{\partial T}{\partial t} dV = \int q dV + \int -\vec{n}\left(-\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{gard}T\right)ds \ldots.1 \qquad \text{(III.27)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - div\left(\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{gard}T\right)q = 0 \qquad \text{(III.28)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (1) s'écrit dans le repère orthonormé {x,y} [1,2]

$$\rho c_p \dot{T} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \;\; (2\ldots.) \qquad \text{(III.29)}$$

Ou : $\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$

III.5.2 Forme discrétisée :

- Eléments finis :

La solution analytique de l'équation (2) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galérien : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaine Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

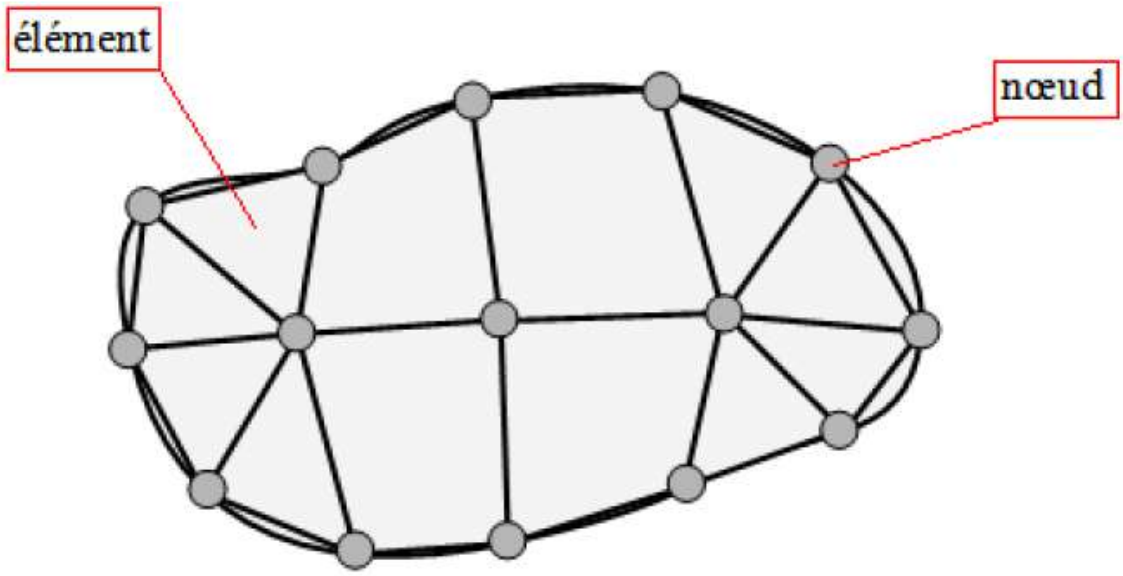


Figure III.4: domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds

III.5.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression [17].

$$T^e\ (x\ ,y,t) = [N_1^e(x,y)\ \ldots . N_i^e(x,)\ \ldots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{Bmatrix} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{Bmatrix} \quad \text{(III.30)}$$

$T^e(x,\ \mathrm{T}) = [N^e(x,y)](T_{(t)}^e$

Où :

- n^e est le nombre de noeuds de l'élément.
- les fonctions $N_i^e(x,)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire

- le vecteur $T^{e}_{(t)}$ regroupe les températures des noeuds de l'élément (e)

III.5.2.2 Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$T(x,y,t) = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \quad \text{(III.31)}$$

$T(x,y,t) = [N(x,y)]\,(T(t))$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctionsN_i (X, y) sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice $[(X, Y)]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T(t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_i,y_j) = \delta_{ij} N_i(x_i,y_j) = \delta_{ij} \quad ;\forall i,\boldsymbol{j}$$

O(Xi, Yj) sont les coordonnées du nœud j

III.3.3 Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N](T)$

Et (grad T) = [B] (T) avec $[B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots . B_n]$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème Spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{cases} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{cases}$$

$T^* = [N]\,(T^*) = (T^*)^T[T]^T$ et $(\text{grad}T^*) = [B]\,(T^*)$,$(\text{grad}\,T^*)^T = (T^*)^T[B]^T$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

$$(T^*)\left([C](\dot{T}) + [K](T) - (F)\right) = 0 \qquad \text{(III.32)}$$

$$[K] = \int_V^{\cdot}[B]T[B]dv + \int_s^{\cdot} h[N]^T[N]ds \qquad \text{(III.33)}$$

Où :

[C]: est la matrice de capacité thermique [j/°C]

[K] : est la matrice de conductivité thermique [W/m°C]

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W]

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C]

III.6 Conclusion

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendreen compte tout les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le Passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème était nécessaire.

Dans ce chapitre on a présenté les trois grandes méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, et choisie la méthode des éléments finis pour discrétisé la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur quelle est la base de l'ANSYS.

Chapitre VI: Résultats et discussion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre les résultats obtenus par le calcul numérique sont discutés et interprétés. Pour résoudre un problème conjugue d'écoulement turbulent en présence de phénomènes de diffusion thermique ; on a utilisé un logiciel de calcul basé la méthode des E.F pour la discrétisation des équations de transport**.**
Dans cette première partie de l'étude on s'intéresse à l'analyse de la présence de nano fluide dans un échangeur a plaque.

C'est pourquoi, nous allons essayer d'appliquer le modèle mathématique, expliqué dans le deuxième chapitre, pour le cas d'un écoulement conjugué aux défirent de concentration nano fluide en comparant les paramètres dynamique et thermique issus de la résolution numérique (profiles des vitesses, température et pression turbulente).

IV.2 Présentation d'ANSYS (APDL)

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une large variété de problèmes physique en général et de mécanique en particulier. Ces problèmes portent notamment à: analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique…etc.

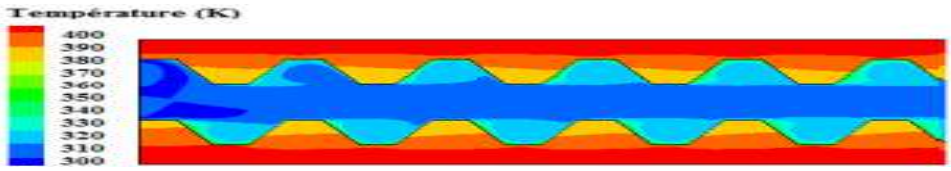
Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique

- Type de calcul (2 Dou 3D)
- Choix de maillage
- Equation de résolues
- Condition aux limites
- Conditions initiales
- Mise en place d'obstacles
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus….)

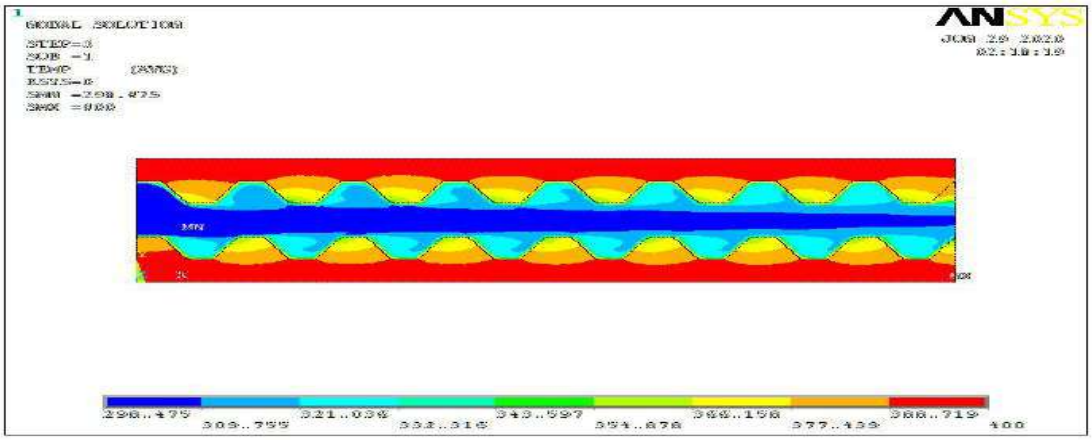
IV.3 Identification:

(A)

1

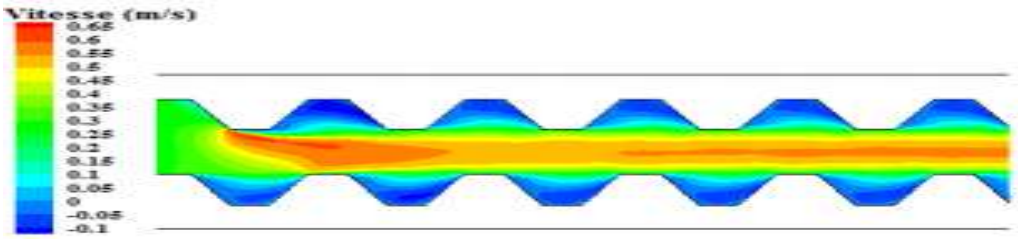


2



(B)

1



2

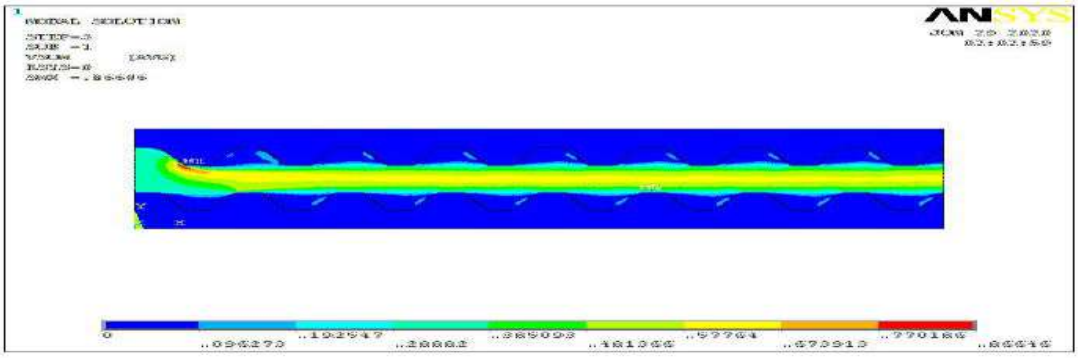


figure IV.1 : (A) distribution de température, (B) de vitesse pour nano fluide Al_2O_3-Eau

1: travaille développer par, MOSTEFAOII Amina[(1)] et all [26]

2 : notre travaille réalisée à l'aide du logicielle ; ANSYS.

On compare les deux résultats représentée sur la figure(IV.1), nous constatons que nos résultats sont en bonne accord avec les résultats de simulation des MOSTEFAOII[(1)] et all.

IV.4 Description du domaine d'application

Les matériaux utilisé dans cette étude sont (acier inoxydable et aluminium) qui constitue les parois de l'échangeur ; ainsi que les fluides caloporteur sont (eau et lait) ; dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau (IV.1).

Chapitre VI: Résultats et discussion

	Lait	eau	Aluminium
Chaleur spécifique CP [J Kg-1 K-1]	3912	4037.24	900
Conductivité [W m-1 k]	0.642	0.68	237
Densité [Kg m-3]	1001.34	983.34	27500
Viscosité [Kg m-1 s-1]	0.000604	0.00033	/

Tableau IV.1: Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides

$\varphi(\%)$	$\rho_{nf}(kgm^{-3})$	μ_{nf}(kgm^{-1}s^{-1})	$c_{p_{nf}}$(j kg^{-1}k^{-1})	k_{nf}(W m^{-1}K^{-1}
1	1026 .7	1.002e^{-3}	4046.96	0.617
2	1057.2	1.065e^{-3}	3922.46	0.635
3	1086.9	1.130e^{-3}	3804.78	0.653

Tableau IV.2:propriétés thermo physiques du nano fluide (Al_2O_3) pour différentes concentration

IV.4.1 La géométrie:

La dimension de la différente configuration sont récapitule dans le tableau (IV. 3) .la géométrie est supposée deux dimension, avec la Hauteur de la paroi du canal est trapézoïdale ondulée.

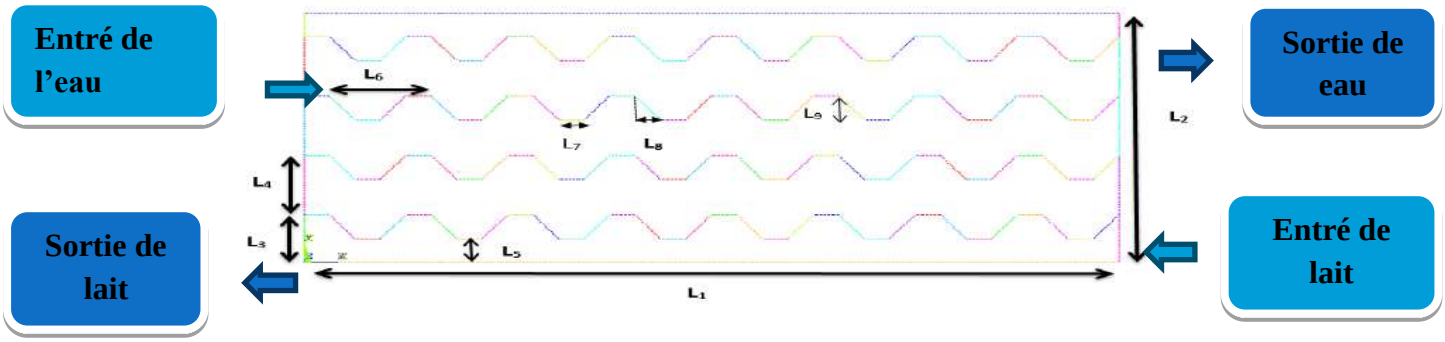
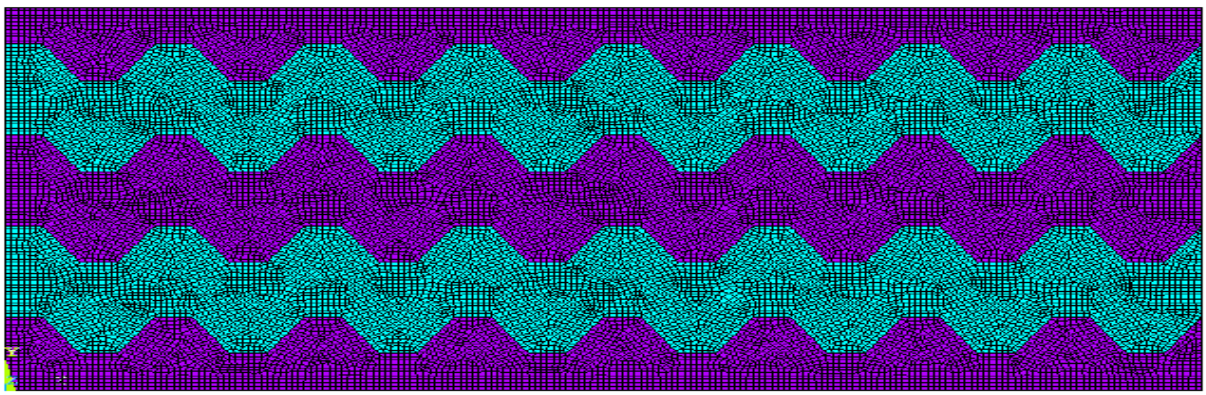


Figure IV.2: représentation spatial des géométries étudier

L1	L2	L3
0.095	0.0475	0.010
L4	L5	L6
0.0125	0.005	0.012
L7	L8	L9
0.003	0.003	0.005

Tableau IV.3: Dimensionnement de la géométrie

IV 4.2 Maillage:



FigureIV.3:maillage de l'échangeur

Les figure ci-dessus présente la géométrie de la plaque et détaille le maillage de modèle en éléments finis

IV.4.3 Les conditions aux lim:

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent confiné exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées autour du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.

La modélisation géométrique pour le calcul stationnaire doit avoir une distribution de température, tel que l'état initial(t = 0 s) correspond à l'état stationnaire

	Eau		Lait	
	Entré	Sortie	Entré	Sortie
Température [c°]	103		77.5	
Pression [pas]		0		0
Vitesse [m s^{-1}]	0.52		-0.52	

Tableau IV.4: Les conditions aux limites

IV.5 Interprétation des résultats

IV.5.1 Champs de vitesse:

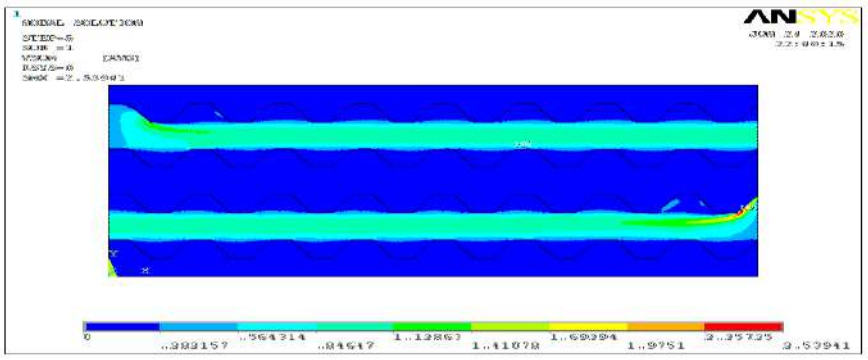


Figure IV.4: distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium)

Chapitre VI: Résultats et discussion

La figure IV.4 représente les Champs de vitesse montre pour les deux matériaux avec la même vitesse d'entrée V= 0.52m/s et pour les deux fluides (eau, lait) .on remarque clairement que les valeurs de vitesse maximal dans les deux cas sont augmenté à l'entrée de l'écoulement.

IV.5.1.1 Profils de vitesse transversale dans le long de l'échangeur:

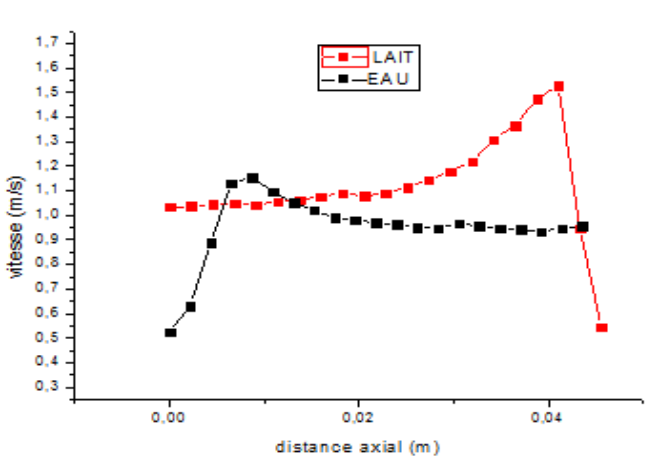


Figure IV.5: profiles de vitesse transversale

La figure IV.5 Assurez-que l'augmentation à l'entre de l'écoulement, après il ya une stabilisation de vitesse.

IV.5.1.2 Profils de vitesse radiale (y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait):

Eau Lait

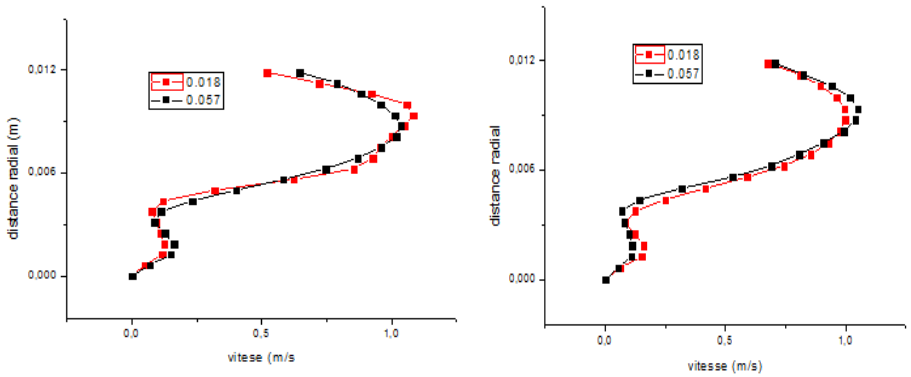


Figure IV.6: profiles de vitesse radiale(Aluminium)

Pour les deux cotés du fluide (eau, lait), il y a une augmentation de vitesse au centre du canal et une diminution approche de la paroi qui présente la couche limite hydrodynamique.

IV.5.2 Champs de température:

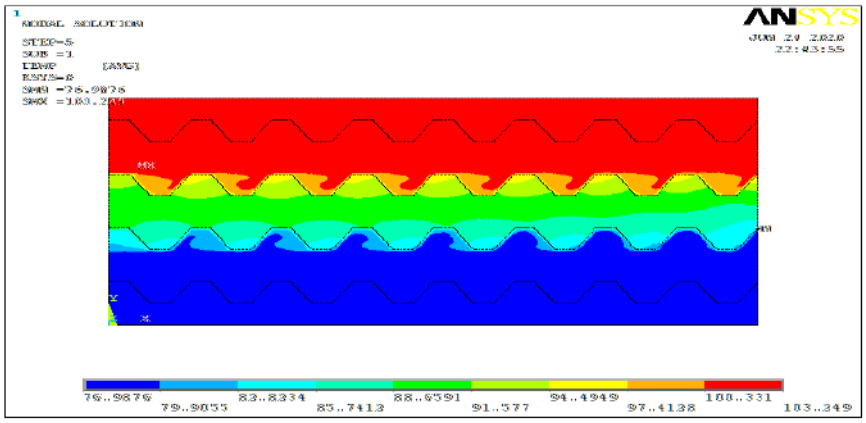


Figure IV.7: distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium)

La figure(IV.7) montre une représentation spatiale de la distribution de température pour les deux matériaux. On remarque une bonne interaction entre les côtés (eau et lait).qui favorise le Transfer de chaleur radiale.

IV.5.2.1Profils de température transversale dans le long de l'échangeur:

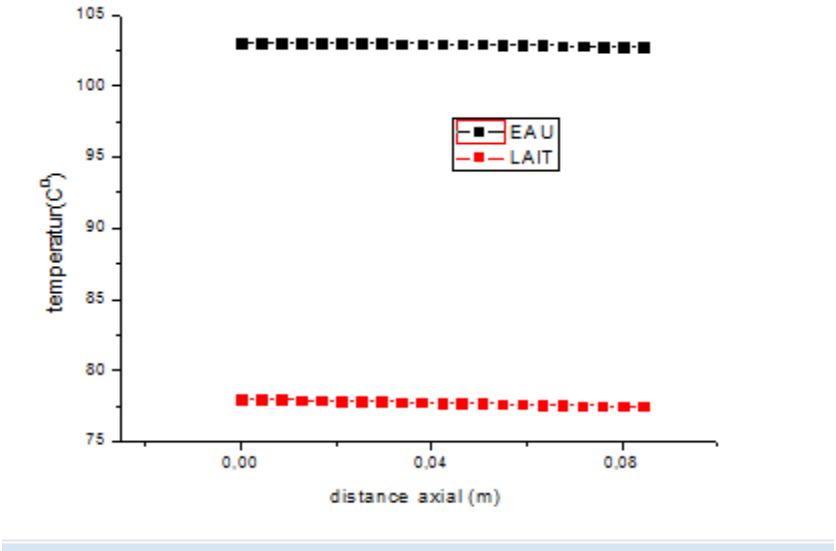


Figure IV.8: profiles de température transversale.

IV.5.2.2Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait):

Eau Lait

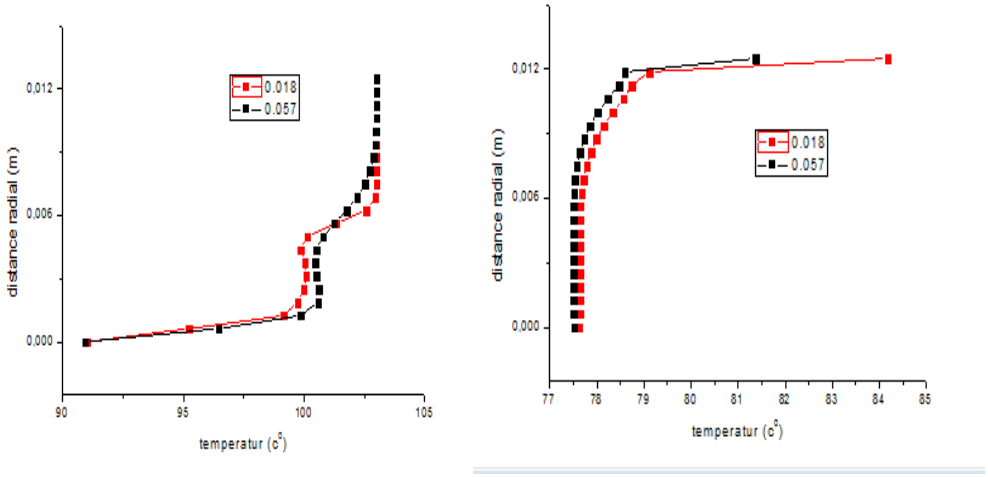


Figure IV.9: profiles de température radiale(Aluminium)

La figure (IV.9) présente la couche limite thermique résulte de la diffusion thermique dans le fluide en mouvement. Evidement, si fluide et paroi ne sont pas à la même température.

IV.5.3 Champs de pression:

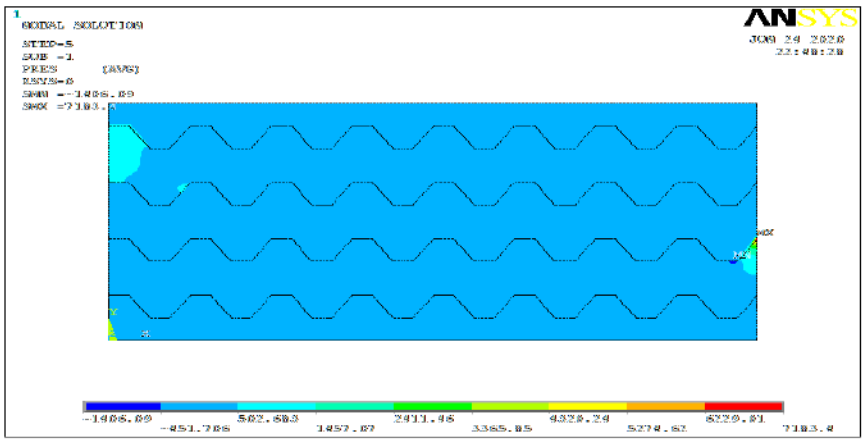


Figure IV.10: distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans un matériau (Aluminium).

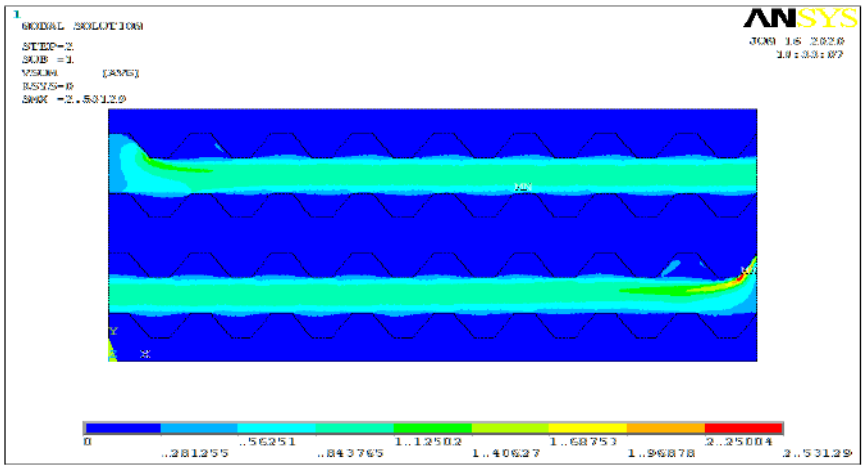
La figure(IV.10) présente que la pression est augmentée légèrement, puis disparait complètement pour le matériau

Remarque :

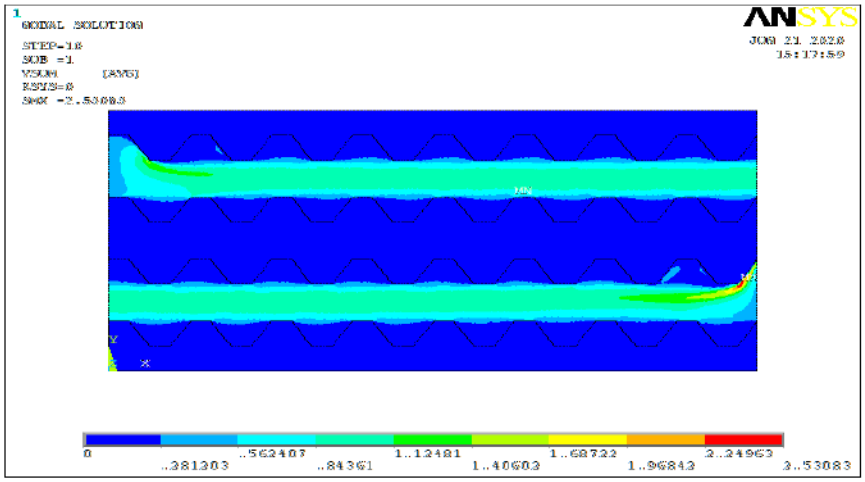
Après avoir étudié, nous avons adopté l'aluminium de la meilleure qualité dans le transfert de chaleur.

IV.6 les résultats avec nano fluide(Al_2O_3) pour défirent concentration

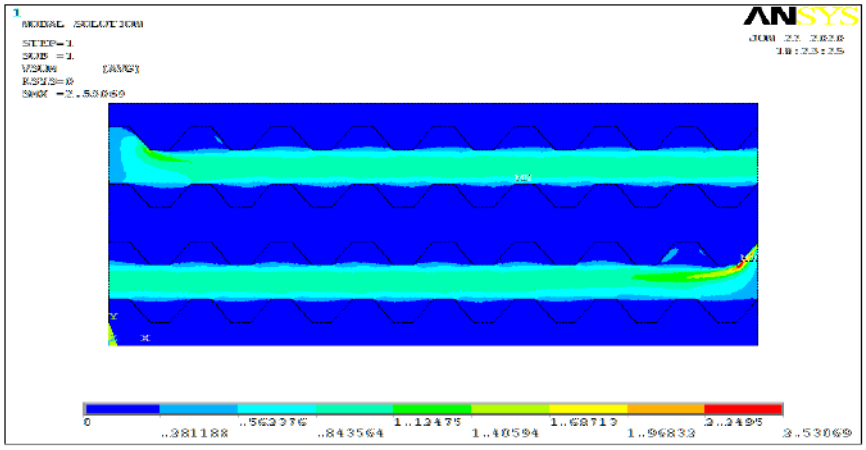
IV.6.1 Champs de vitesse :



Pour φ =1%



Pour φ=2%



Pour φ = 3%

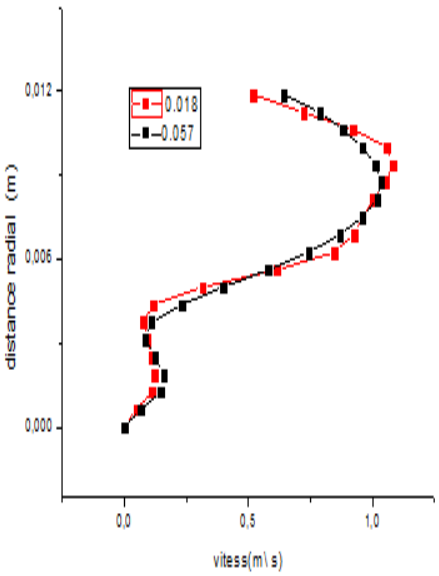
Figure IV.11: distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les trois concentrations de nano fluide

La figure IV.11 : représente les Champs de vitesse montre pour les deux fluides (Al_2O_3, lait) avec la même vitesse d'entrée V= 0.52m/s et .D'après les figures, on remarque clairement que les valeurs de vitesse maximal dans les quatre cas sont augmenté à l'entrée de l'écoulement.

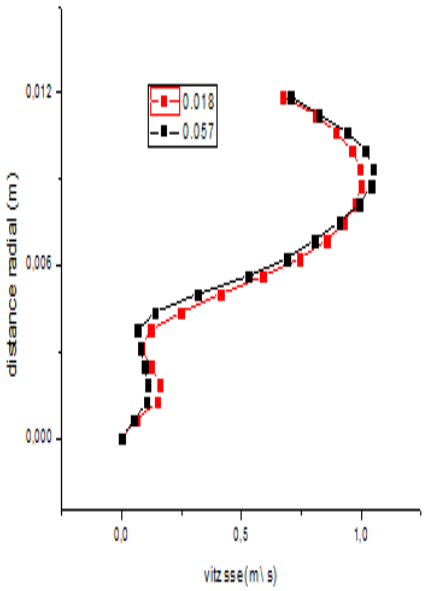
IV.6.1.1Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (Al_2O_3, lait):

$\varphi = 1\%$

Al_2O_3-eau

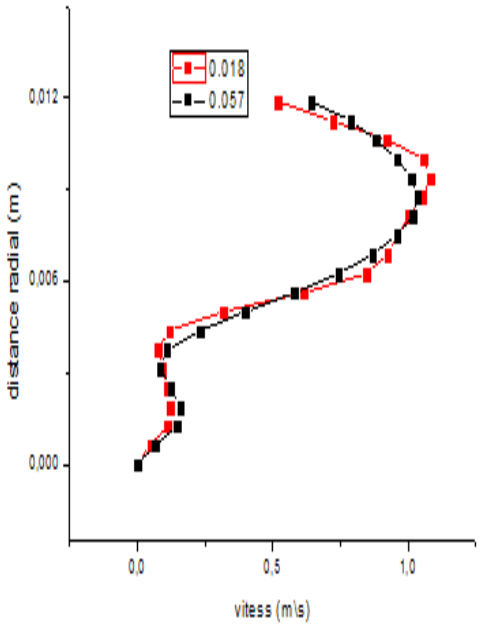


Lait

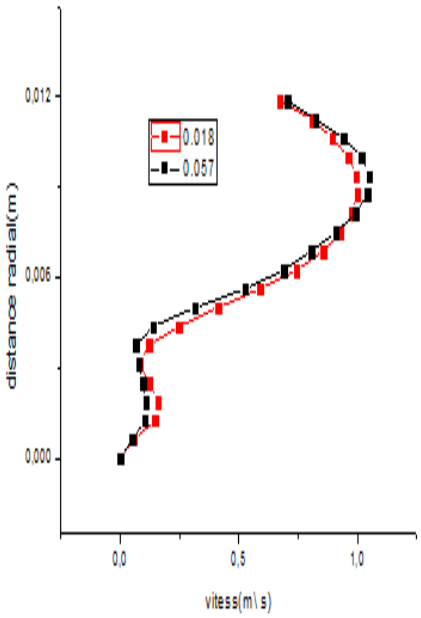


φ=2%

Al_2O_3-eau



Lait



φ= 3%

Al_2O_3-eau lait

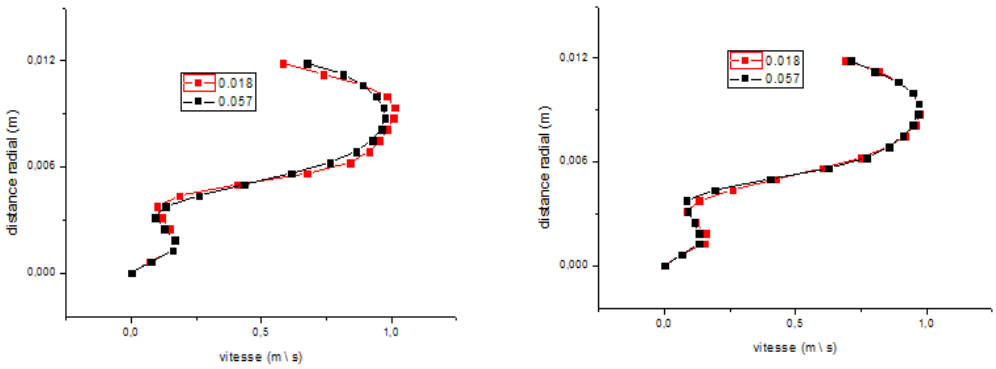
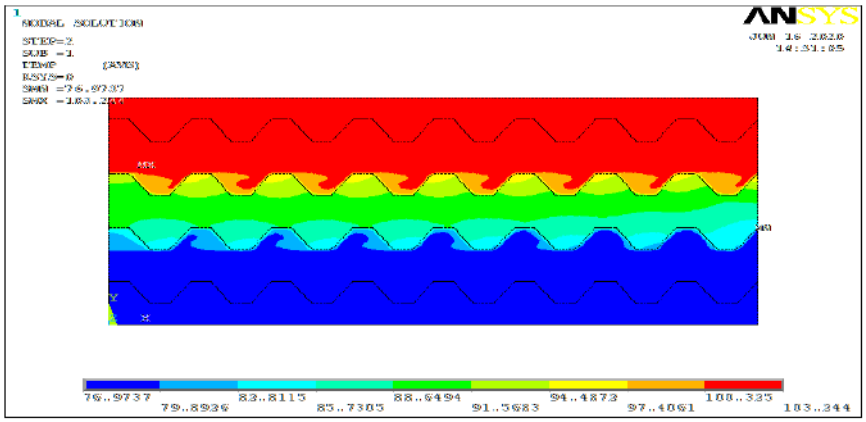


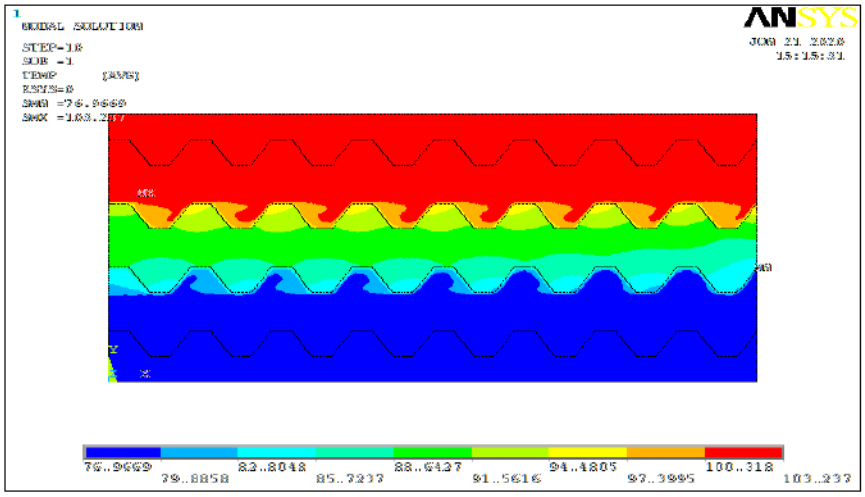
Figure IV.12: profiles de vitesse radiale dans trois concentrations de nano fluide

IV.6.2 Champs de température :

φ =1%



φ=2%



φ= 3%

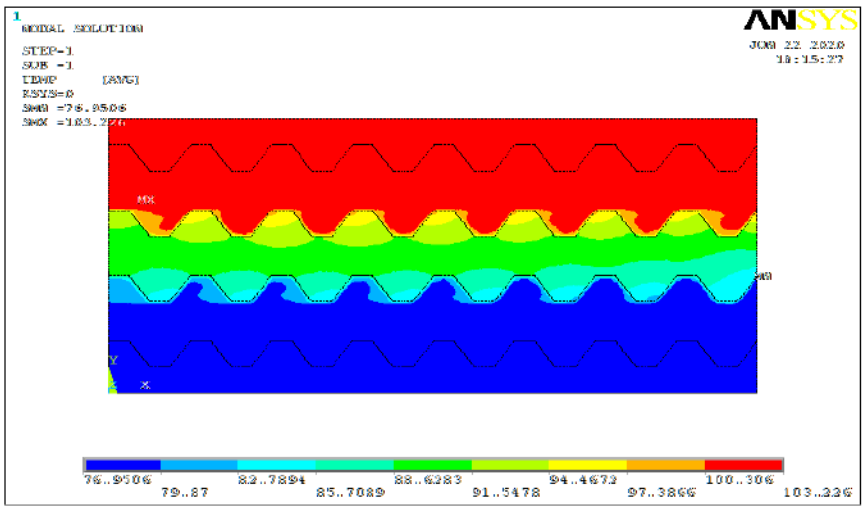
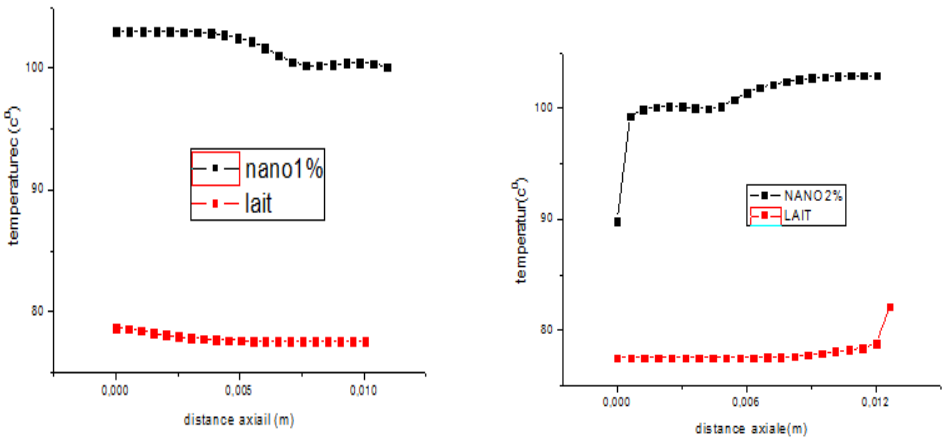


Figure IV 13: distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les trois concentrations

IV.6.2.1 Profils de température transversale dans le long de l'échangeur:

φ=1% φ=2%



$\varphi = 3\%$

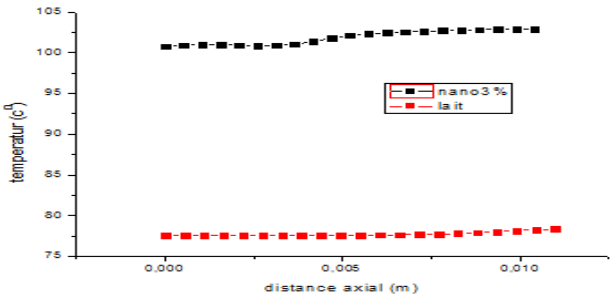
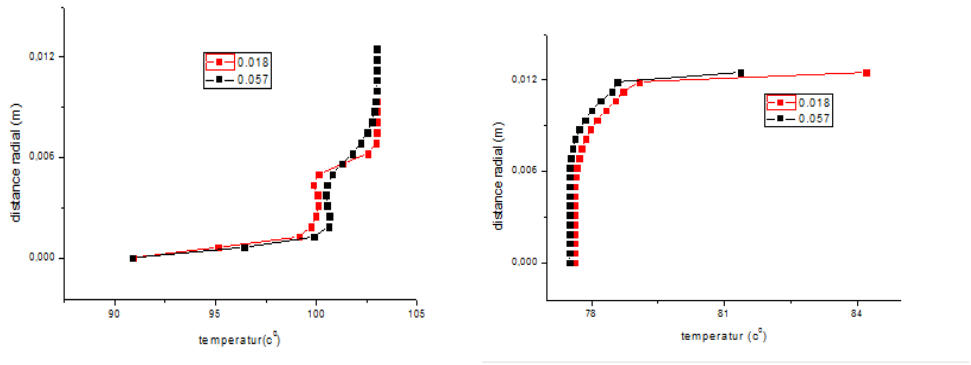


Figure IV.14: profiles de température transversale pour les trois concentration de nano fluide

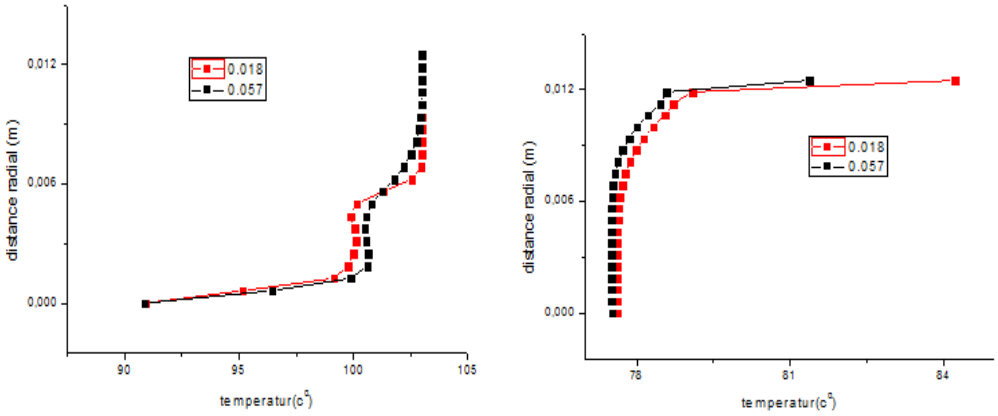
IV.6.2.2Profils de température radiale (y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait):

Al_2O_3-eau lait



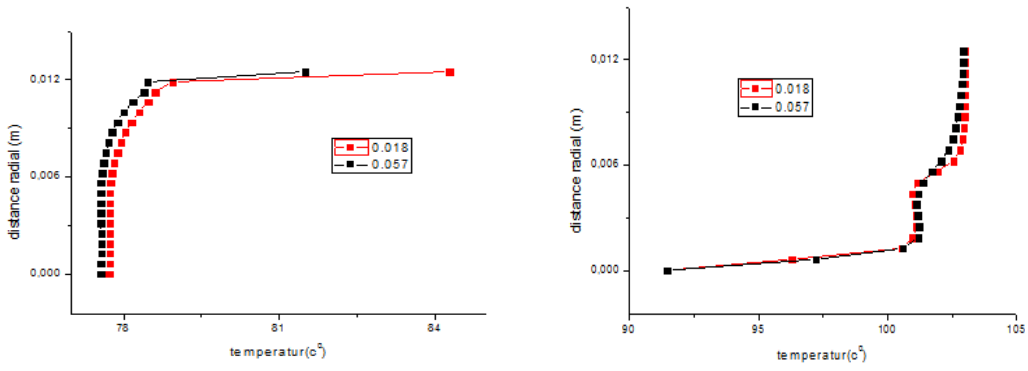
$\varphi = 1\%$

Al_2O_3-eau lait



$\varphi = 2\%$

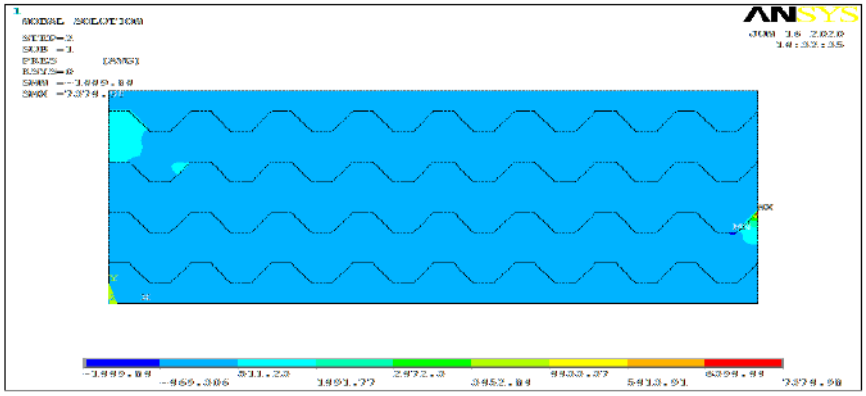
Lait Al_2O_3-eau



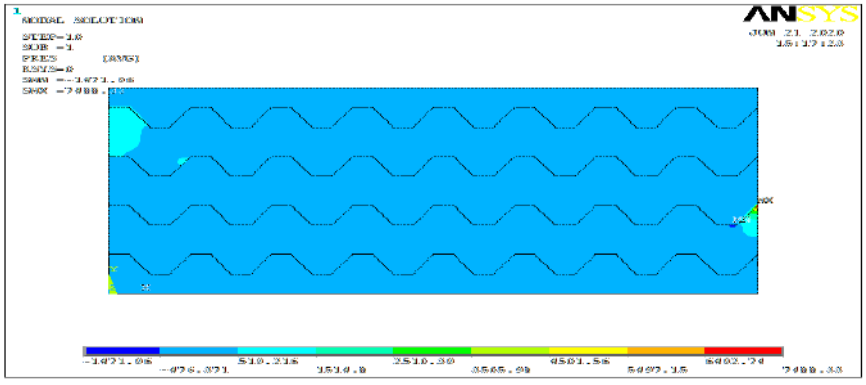
$\varphi = 3\%$

Figure IV.15 : profiles de température radiale dans trois concentration

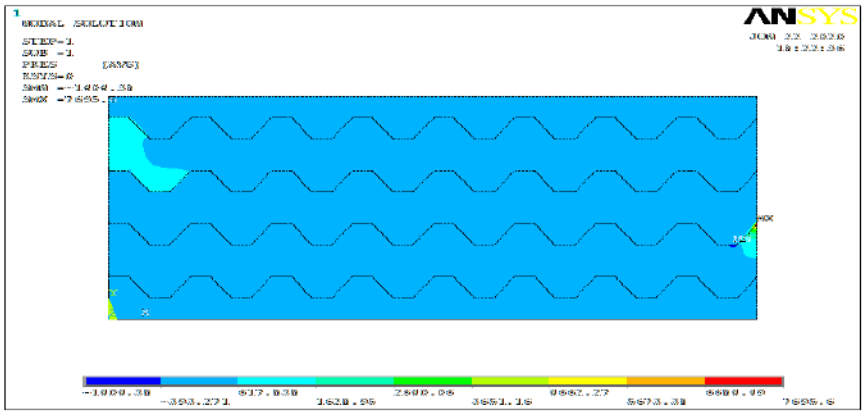
IV.6.3 Champs de pression :



$\varphi = 1\%$



$\varphi = 2\%$



φ=3%

Figure IV.16: distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les trois concentration

La figure(IV.16) représente une répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'applications de trois concentrations. Nous constatons que la chute de pression augmente en fonction de l'augmentation de nombre de Concentration de nano fluide, donc il existe une proportionnalité directe entre elles.

IV.7 Calcul de La puissance thermique (Φ)

IV.7.1 Méthode du DTLM (différence des températures logarithmique moyenne):

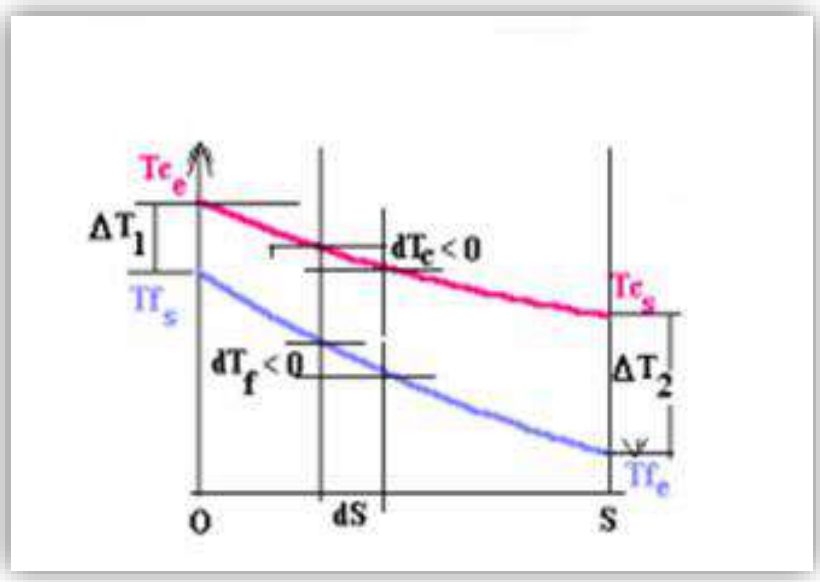


Figure IV.17: Mode de fonctionnement à contre courant

Avec : $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$ et $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$

Le déroulement du calcul peut être schématisé par le schéma suivant :



Figure IV.18: Le déroulement de calcul de la méthode « DTLM » [26].

Avec :

q_{mc} **:** Débit massique d'eau.

q_{mf} **:** Débit massique de lait.

Dans le cas d'un échangeur à plaque à contre-courant, la valeur locale de la puissance thermique $d\Phi$ échangée est donnée par l'équation suivante **[9]** :

$$d\Phi = q_{mc}\, Cp_c\, dT_c = q_{mf}\, Cp_f\, dT_f$$

$d\Phi$ **:** Puissance thermique ;

Cp_c **:** Chaleur massique de l'eau.

Cp_f **:** Chaleur massique de lait.

T_c **:** Température de l'eau.

T_f : température de lait.

K: coefficient d'échange global entre les deux fluides.

S: Surface d'échange

$$\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right) = -K\,S\left(\frac{1}{qmc\ Cpc} - \frac{1}{qmf\ Cpf}\right) \quad (1)$$

$$\Phi = \frac{(Tce- Tcs)-(Tfs-Tfe)}{\frac{1}{qmc\ Cpc} - \frac{1}{qmf\ Cpf}} \quad (2)$$

D'après **[1]** et **[2]** on à :

$$\Phi = K\,S\,\frac{(Tcs-Tfe)-(Tce-Tfs)}{\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right)}$$

La puissance thermique d'un échangeur à plaque à contre-courant est donc donnée par :

$$\Phi = K\,S\,\Delta T_{LM}$$

Avec:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(Tcs-Tfe)-(Tce-Tfs)}{\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right)}$$

IV.7.2 Utilisation de la relation *E*-NUT:

La méthode de calcul que nous utilisant est celle du NUT (Nombre d'Unités de Transfert).Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit UA de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible :

$$R = \frac{Cmin}{Cmax} \ ; R = \frac{qmf\ Cpf}{qmc\ Cpc}; \ NUT = \frac{K.S}{Cmin} \ ;$$

$$E = \frac{\Delta Tmax}{\Delta Tayant\ Cmin}$$

- $(q_m .Cp)_{min} = q_{mf} .Cp_f$
- $q_{mf} .Cp_f = \rho f * v * A. Cpf$

Donc : $E = \frac{Tfs-Tfe}{Tce-Tfe}$;

Contre-courant : $NUT = \frac{1}{1-R} \ln \frac{1-ER}{1-E}$;

$A = 0.0125 * 1 = 0.0125\ m^2$

$q_{mf} . Cp_f = 25462.07 w.k^{-1}$

$S = 0.095 * 0.0475 = 0.00451\ m^2$

On fait l'application numérique :

	Aluminium	Nano1%	Nano2%	Nano 3%
Tc_e	103	103	98.84	100.76
Tc_s	102.75	100.12	102.97	102.91
Tf_e	77.5	77.5	77.5	77.5
Tf_s	78.004	78.6	82.13	78.36

Tableau IV.5: les donnes de simulation :

	Aluminium	Nano1%	Nano2%	Nano3%
ΔT_{LM}[C°]	25.12	23.49	20.77	32.87
Efficacité (E)	0.019	0.042	0.021	0.036
NUT	0.019	0.0437	0.0214	0.0373
coefficient d'échange global(K) [$w.m^{-2}.c^{-1}$]	11331.85	264378.8	123087.6	147711.5
La puissance thermique(Φ) [w]	12832.8	28008.27	117380.1	21897.3

Tableau IV.6: DTLM, Efficacité d'échange, le nombre d'unité de transfert, coefficient d'échange global(K), La puissance thermique(Φ).

IV.7.3 Performance en termes de nombre d'unités de transfert :

Ce calcul va nous permettre de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. Les valeurs du nombre d'unité de transfert peuvent nous renseigner sur l'efficacité d'un échangeur considéré.

Le graphe(1) présente l'influence du nombre d'unité de transfert NUT sur l'efficacité de l'échange : on constate d'une façon générale que l'augmentation du nombre d'unités de transfert NUT entraine une augmentation de l'efficacité d'échange de chaleur.

Le graphe(2) présente l'influence des différentes formes (pour concentration de nano fluide) sur la puissance thermique : on constate d'une façon générale que l'augmentation de la concentration de nano fluide traine une diminution sur la puissance thermique.

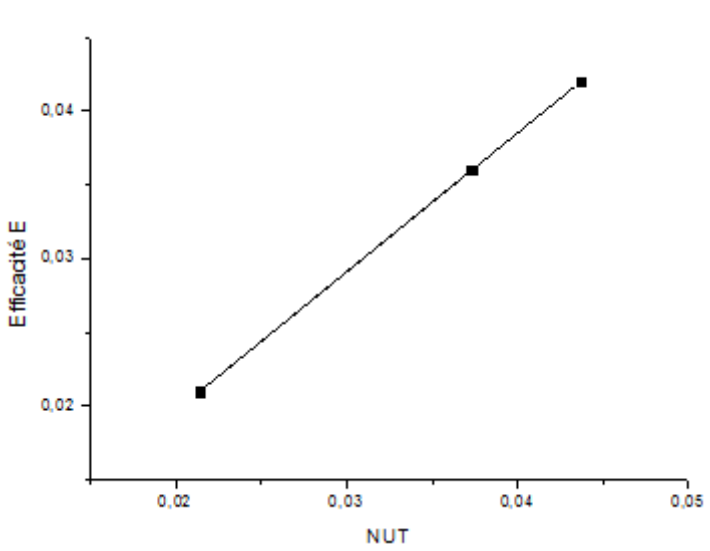


Figure IV.19: Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT

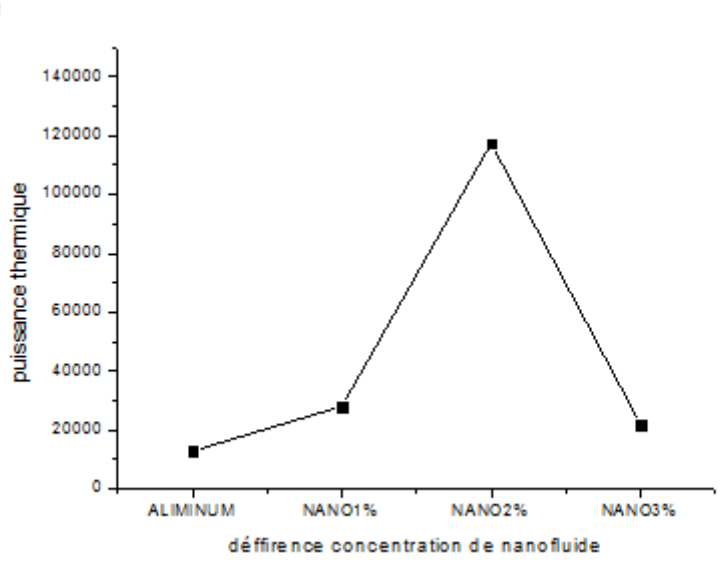


Figure IV.20: Evolution de puissance thermique en fonction de différentes concentrations.

Figure IV.19représente la puissance thermique dans trois concentration, on remarque augment de la puissance dans la zone $1\% \leq \varphi \leq 2\%$ attient et diminue dans $2\% \leq \varphi \leq 3\%$, donc à mesure que la concentration augmenté ,le nano fluide devient lourde et une obstruction se produit alors ce rapport doit être étudié .

IV.8 Conclusion

D'après les résultats de simulation ont montré que le transfert thermique entre le fluide chaud (Al_2O_3-eau) et froid (lait) et très avantagé par l'effet des concentrations d'un nano fluide, la meilleure situation est obtenue avec la configuration (plaque ondulé avec nano fluide).

- Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

- Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit (NUT<1), l'échange est peu efficace.

- Si le nombre d'unités de transfert NUT est assez grand (NUT> 1), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

conclusion général:

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement thermique de deux flux dans un échangeur de chaleur dans un cas simple et également d'étudier l'effet des nanofluides dont la focalisation diffère sur la diffusion thermiquevarie avec l'utilisation de l'aluminium dans le flux de fluidenous utilisons ici un programme(ANSYS.APDL).

- Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration

Étudie dans les deux cas on a utilise le maillage carré.

- La quantité de chaleur échangée entre les deux liquides (eau et lait) se fait bien, surtout après avoir ajouté ces nanoparticules dispersées dans le fluide de base.
- Tous les résultats présentés montrent clairement l'amélioration nette de ce nano fluide
- Une proportionnalité directe entre les matériaux et l'évacuation de la chaleur.

D'autre part, le calcul du nombre d'unité de transmission de la chaleur, nous a permisd'évaluer le transfert de chaleur des échangeurs étudiés. La seule méthode efficace pouraccroitre le coefficient d'échange de chaleur est donc de diminuer la résistance thermique dela couche limite, ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courantprincipal. Un accroissement de la turbulence est accompagné de grandes pertes d'énergie quiaugmente la chute de pression due au frottement dans l'espace annulaire entre les plaques del'échangeur.Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'unéchangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur dechaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit (NUT<1), l'échange est peu ?efficace, si en revanche il est assez grand (NUT> 1), l'échange est très efficace et l'échangeurest largement dimensionné pour le débit de produit.

La suite de ce travail de mémoire serait dirigée vers les études de la simulation à trois dimensions de la totalité des échangeurs.

.

Référence bibliographique

[1]: A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].

[2] : ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » *Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble).*

[3]: Incropera F.P., De Witt D.P., Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley & Sons, 1990.

[4] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs » technique de l'ingénieur [B 2 341].

[5] : J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4éme tirage 1993.

[6] : Parker J. D., MC Quiston F. C., Heating, Ventilating, and air conditionning analysis and design, Ed. Wiley & Sons, 1994.

[7] : Alfa-Laval, Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, N°17, 1987.

[8] : M.LALANDE, G.CORRIEU, J.P.TISSIER ET R.FERRET. I.N.R.A Laboratoire de génie industriel 369 ; «Etude du comportement d'un échangeur a plaques VICAB utilise pour la pasteurisation du lait».

[9] : TAOURIT Farida, mémoire de master en génie énergétique, université Abu Bakr belkaid de Tlemcen, « l'étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes) », 2013.

[10] : Yong-Gang Lei et al, ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales.

[11] : B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs», Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.

[12] : F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.

[13] : ACHARYA, S., MYRUM, T. A., QIU, X., and SINHA, S., « Developing and Periodically Developed Flow », Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, p (461–479), 1997,

[14] : Anna Maria BIANCHI, Y ves FAUTRELLE et Jaquelin ETAY, Transfert thermique,

Référence bibliographique

Premier édition presse polytechnique et universitaire ramandes ; 2004.

[15] : Y ves JANNOT ; transfert, *Ecole des Mines Nancy* 2008.

[16] : Raymond QUERE, Amélioration de modèles électrothermiques de composants de Puissance de type TBH ou PHEMT et application à la conception optimale de modules actifs pour les radars, Thèse de doctorat de L'UNIVERSITE de LIMOGUES, mai 2004.

[17] : J-Réveillon, écoulement turbulent base et modélisation, université de Rouen.

[18] : B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transportdv. Geophysics, vo118A, (1974).

[19] : Modèle D'Etalement Et Traitement Numérique, Discrétisation la forme.

[20] : ZEROUT AMAR, prévision numérique de jets turbulents tourbillonnants avec le modèle (k-**ε), thèse de magistère, ST BLIDA 1997.**

[21] : ROLAND Sttiestel, les écoulements turbulent modélisation et simulation, deuxième édition HERMES1998.

[22] : Manuel ANSYS.

[23] : Paul FERREY, Modèles aux tensions de REYNOLDS avec prise en compte de l'intermittence de frontière, thèse pour l'obtention du Grade de docteur de l'université de POITIERS.

[24] : BENBABAALI Hadjer, TELMCANI Salma, Mémoire de fin d'étude université YAHIA FARES de Médéa en Génie des procédés : « Application Pharmaceutique » master 2017.

[25] : Technique de l'ingénieur, traité Génie énergétique.